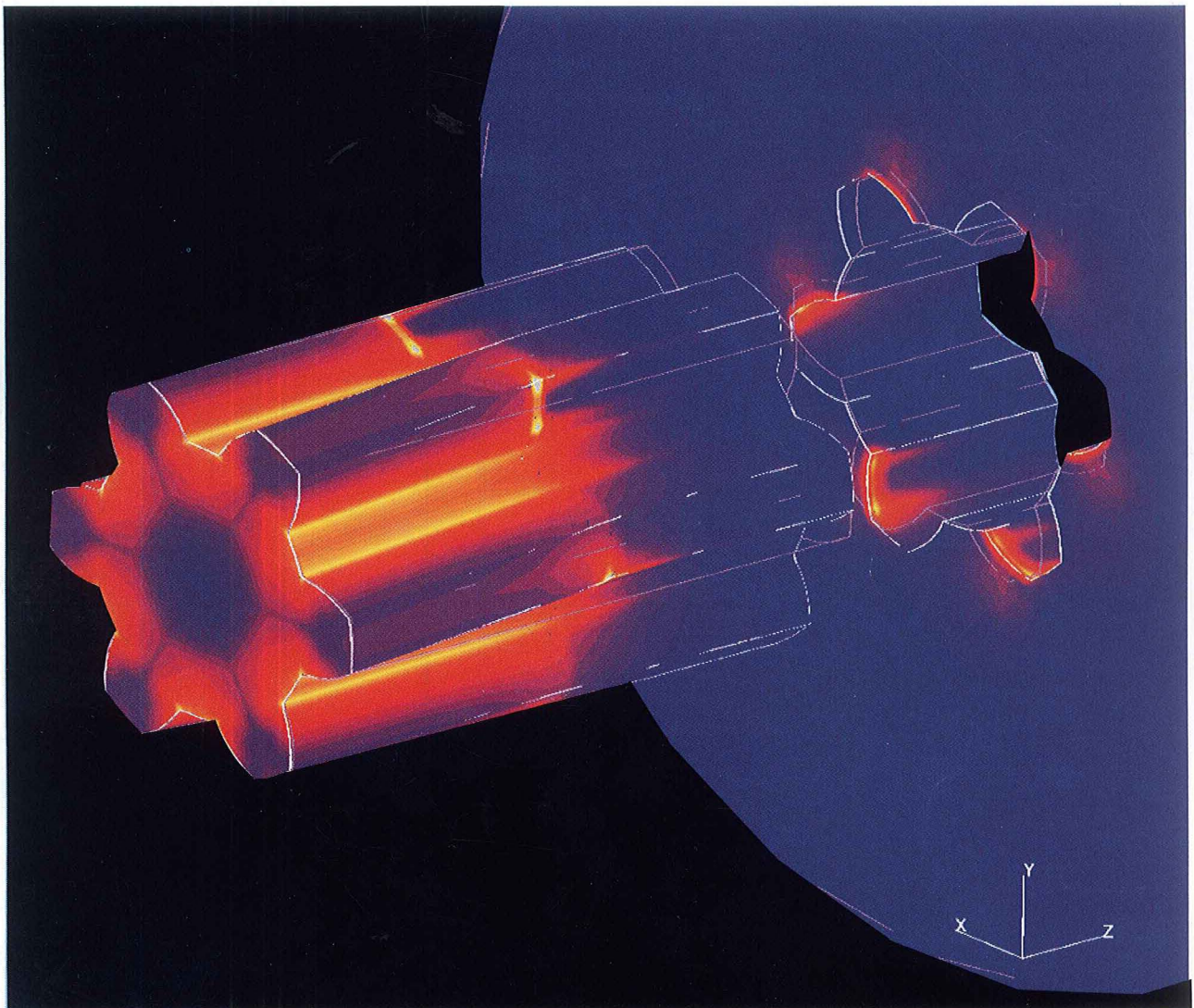




Institut für Maschinenwesen

Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz

Mitteilung Nr. 18 (1993)



**Mitteilungen aus dem
Institut für Maschinenwesen
der
Technischen Universität Clausthal
Nr. 18
(November 1993)**

Herausgeber: Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz

Redaktion und Layout: Klemens Wesolowski

Anschrift: Institut für Maschinenwesen
Technische Universität Clausthal
Robert-Koch-Str. 32
D-38678 Clausthal-Zellerfeld

Tel: (05323) 72 2270
Fax: (05323) 72 3501
Telex: tuclz d 953828
Email: dietz@IMW.TU-Clausthal.DE

Titelbild: Verformungen und Spannungen einer drehmomentbelasteten Zahnwellenverbindung im gefährdeten Bereich, berechnet mit Hilfe der Finiten Elemente. Zur besseren Übersicht sind Welle und Nabe demontiert abgebildet.

gedruckt auf chlorfrei gebleichtem Papier

Inhaltsverzeichnis

Dietz, P.:	Vorwort	3
Dietz, P.:	Der SFB 180: Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen – Ein Überblick	5
Bock, U.:	Bewegungsform der Füllung in einer Schwingmühle bei großen Amplituden	11
Neumann, U.:	Ein Beitrag zum Thema Kunststoff-Recycling	17
Hartmann, D.:	Anwendung der Fehlerbaumanalyse zur Optimierung von verfahrenstechnischen Anlagen	25
Holland, M.:	Systemkonzept zur prozeßgerechten Toleranzaufteilung bei Bauteilpaarungen	29
Kruse, P. J.:	Leistungsfähigkeit der internationalen Norm ISO 10303 (STEP) im Hinblick auf den Zeichnungsdatenaustausch	37
Bugow, R.; Ort, A.:	PLUS: Die Bereitstellung von Norm-, Wiederhol- und Zukaufteilen für die rechnerunterstützte Konstruktion	41
Prengemann, U.; Schmitt, R.:	AMANIS - Fertigungsinformationen für die Konstruktion	45
Heinen, F.; Holland, M.; Kalwa, R.:	PICASSO - Eine wissensbasierte Konstruktionsumgebung	51
Schiedeck, N.:	Entwicklung eines neuartigen, spannenden Verfahrens zur Fertigung von Hinterlegungen in Schaltgetrieberädern mittels CAD-Simulationen	57
Haje, D.; Gummersbach, F.:	Wissensbasiertes System zur Konstruktion lärmarmen Produkte - Arbeitsfortschritte im Projekt "EQUIP"	63
Gieleßen, H.:	Anwendung von Berechnungssoftware für Maschinenelemente am Beispiel einer Getriebewelle	67
Jakel, R.:	Ein Vorschlag für ein globales Mehrachsigenheitskriterium für keramische Werkstoffe auf Basis gewichteter Verzerrungen	73
Dao, T. H.; Engel, K.; Schmidt, A.:	Beanspruchungsgerechte Konstruktion eines thermisch hoch beanspruchten Bauteils aus dem Bereich des Akkumulatorenbaus	83
Dietz, P.; Schäfer, G.; Wesolowski, K.:	Zahnwellenverbindungen – Beanspruchungs- und Verschleißverhalten	87
Tan, L.:	Teilplastische Auslegung der durch Bohrungen geschwächten Welle-Nabe-Preßverbindungen	95
Rübbelke, L.:	Einfluß von Welle-Nabe-Verbindungen auf das dynamische Verhalten von Rotoren	99
Rothe, F.:	Untersuchung des Kontaktverhaltens von Rundstahlketten mit Hilfe der Finiten-Elemente-Methode	103
	Forschungsaktivitäten des Instituts für Maschinenwesen	108
	Leistungsangebote	111
	Prüfstände und Laboratorien des Instituts für Maschinenwesen	112
	Netzwerkconfiguration	113
	Veröffentlichungen des IMW seit dem 1.1.1991	114
	Autoren	117

Vorwort

Dietz, P.

Wenn man sich das richtige Bild von der Technischen Universität Clausthal machen will, braucht man nur aufmerksam die Ranking-Listen in den einschlägigen Zeitschriften verfolgen: Einmal sind wir ganz vorn, dann wieder völlig unbekannt, die Studenten kommen begeistert zu uns, die Kollegen stufen uns unter "ferner liefen" ein, einerseits werden wir gelobt wegen unserer hohen Drittmittel-einwerbung, andererseits verteufelt, weil wir nicht publizieren usw. Alles klar?

Was für uns zählt, ist, daß unsere Studenten immer noch gerne und angesichts der überall so stark abfallenden Studentenzahlen mit eigentlich noch erträglichem Schwund nach Clausthal kommen und dort intensiv und mit Begeisterung studieren. Die dadurch noch überschaubarere Anzahl ermutigt uns zur noch intensiveren Zusammenarbeit und zur Einbeziehung der Studenten in unsere Forschungsarbeiten. So hat das Institut für Maschinenwesen zur Zeit weit über 70 studentische Hilfskräfte ("Hiwis") eingestellt, die mit uns gemeinsam neue Lehrveranstaltungen gestalten und uns bei den Forschungsvorhaben unterstützen – von der Abhaltung von Konstruktionsseminaren mit gruppendynamischen Arbeitsweisen bis hin zu Messungen in Schnee und Eis an maschinellen Anlagen der Industrie. Das stärkt das Zusammengehörigkeitsgefühl und führt in vielen Fällen auch zur Zusammenarbeit mit dem Institut weit über die Studienzeit hinaus. Einige der hier vorgestellten Beiträge berichten von Problemen, die wir gemeinsam mit ehemaligen Studenten lösten.

Pünktlich mit Einbruch des Winters hat das Institut sich wieder in eine Baustelle verwandelt – die Robert Koch Straße ist aufgerissen und unpassierbar. Wenn Sie uns also in diesem Winter besuchen wollen, vergessen Sie bitte das feste Schuhwerk nicht. Im Hause können wir Ihnen dann aber von einigen Neuerungen in unserer Forschungsarbeit berichten:

Der Sonderforschungsbereich 180 "Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen" ist jetzt mit der dritten Phase an seinem Höhepunkt angelangt. Einige Forschungen können als abgeschlossen gelten, andere Themenstellungen wie z.B. der Shredderprozeß, die Rauchgasreinigung oder das Recycling von Kunststoffen wurden neu in unsere Aktivitäten einbezogen – ein Artikel gibt Ihnen den Überblick zum gegenwärtigen Stand. Große Bedeutung haben Forschungsarbeiten gewonnen, die von der Europäischen Gemeinschaft gefördert werden. Dies bedeutet nicht nur eine zunehmende Vielsprachigkeit im Hause und eine verstärkte Reiselust der Mitarbeiter, hier schält sich ein neuer Forschungsschwerpunkt des Institutes heraus: Der rechnergestützte Informationsverbund der Konstruktion mit anderen Bereichen wie z.B. der Fertigung, der verfahrenstechnischen Entwicklung, der Maschinenakustik usw. wird in einer Reihe von Forschungsvorhaben behandelt und führt auch rückwirkend zu einer neuen Betrachtung des Konstruktionsprozesses selbst. Hierzu gehört das alte Problem der Behandlung von Toleranzen in Konstruktion und Fertigung ebenso wie die Beratung des Konstrukteurs in Fertigungsfragen oder beim Bau lärmarmen Maschinen. Neu hinzugekommen ist in diesem Jahr die Einrichtung eines neuen Sonderforschungsbereichs "Fertigen in Feinblech", in dem wir mit einem konstruktionsmethodischen Projekt zur rechnergestützten Aufstellung von Konstruktionsregeln beteiligt sind.

Unsere Idee der Simulation des Körperschallverhaltens mit Hilfe der dynamischen Spannungsoptik hat uns zu zwei einschlägigen Forschungsvorhaben verholfen, so daß zusammen mit unserem Silberchloridprojekt (spannungsoptische Darstellung von Textur) die Spannungsoptiklabore wieder voll unter Betrieb stehen. Die Anschaffung eines Schwingungserregers erlaubt uns jetzt auch frequenzselektive Untersuchungen. Im Bereich der

statischen Beanspruchungen unter elastischen und teilplastischen Verformungen hat sich dagegen wohl der Übergang von der Spannungsoptik zur Berechnung mit Finiten Elementen endgültig vollzogen – nur noch selten und vorwiegend bei Kontaktproblemen werfen wir den Einfrierofen an.

Bei all diesen Forschungsaktivitäten wird das Institut immer voller: Mit jetzt 32 wissenschaftlichen Mitarbeitern (bei nur 3 Planstellen) und 4 Gastwissenschaftlern ist das Gebäude bis unter den letzten Dachsparren angefüllt, die Zeichensäle mit Computern und Lehrveranstaltungen voll ausgelastet und selbst der ehemalige Kaffeeraum mit drei Mitarbeitern belegt. Dafür haben wir im Dachgeschoß in eigener und freiwilliger Arbeit eine neue Cafeteria eingerichtet, die bereits einige heftige Anstürme überstanden hat.

Bei der Lektüre der diesjährigen Institutsmitteilungen, die Ihnen wieder in bunter Reihe aus allen möglichen Forschungs- und Interessensbereichen der Institutsmitglieder einen Eindruck von unseren Arbeiten vermitteln soll, wünschen wir Ihnen viel Vergnügen und sind für Anregungen dankbar. Auch über die weitere Zusammenarbeit mit allen Freunden des Instituts würden wir uns sehr freuen und laden Sie gerne auch zu einem persönlichen Gespräch ein – festes Schuhwerk nicht vergessen!

Clausthal, im November 1993



Der SFB 180: Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen Eine Übersicht

Dietz, P.

Das Institut für Maschinenwesen übernimmt in einem von der Deutschen Forschungsgemeinschaft geförderten Sonderforschungsbereich "Konstruktion von verfahrenstechnischen Maschinen bei besonderen mechanischen, thermischen oder chemischen Belastungen" die Rolle des Sprecherinstituts. Solche Sonderforschungsbereiche werden über eine Dauer von 10 bis 12 Jahren eingerichtet, um wissenschaftliche Themenstellungen in der interfakultativen Zusammenarbeit mehrerer Hochschulinstitute zu bearbeiten und damit eine längerfristige Innovation zu einem wissenschaftlichen Gebiet der Grundlagenforschung zu erwirken. In den letzten Institutsmitteilungen wurden einige konstruktive Gedanken zur systematischen Entwicklung solcher Maschinen dargestellt, auch diese Mitteilung enthält weitere Beiträge. Über das rege Interesse und eine Reihe von Rückfragen zu diesem Gebiet haben wir uns sehr gefreut. Der folgende Überblick soll die Arbeiten des Sonderforschungsbereichs kurz vorstellen und die Rolle des Instituts für Maschinenwesen hierin aufzeigen.

Mit der endgültigen Förderungszusage der Deutschen Forschungsgemeinschaft zum 01. 01. 1988 wurde an der Technischen Universität Clausthal der Sonderforschungsbereich 180: "Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen bei besonderen mechanischen, thermischen oder chemischen Belastungen" eingerichtet, der sich insbesondere durch die interdisziplinäre Zusammenarbeit der Bereiche Verfahrenstechnik, Maschinenbau und Werkstoffwissenschaften auszeichnet. An Projekten dieses Sonderforschungsbereiches sind in der zur Zeit laufenden Förderungsphase 53 Wissenschaftler aus 9 Instituten beteiligt, 12 Hochschullehrer übernehmen die wissenschaftliche Leitung der Projekte. Der Förderungsbetrag von jährlich über 2 Millionen DM zeugt von der hohen Bedeutung, die die Deutsche Forschungsgemeinschaft diesem SFB beimißt, und kann als besonderes

Vertrauensvotum für die TU Clausthal gewertet werden. Das Land Niedersachsen unterstützte die Bemühungen der TU durch zusätzliche Personalmittel und die Stellung von Großgeräten. Nicht zuletzt bedeutet der SFB die Schaffung von ca. 25 zusätzlichen Arbeitsplätzen, zudem können sich Studenten an den wissenschaftlichen Forschungen beteiligen.

Der Grundgedanke des Sonderforschungsbereiches beruht auf der Tatsache, daß alle verfahrenstechnischen Prozesse an die Nutzung von Maschinen, Geräten und Apparaten gebunden sind, die aus anderen Bereichen des Maschinenbaus bezogen oder speziell für das jeweilige Verfahren entwickelt werden. Im Gegensatz zur theoretischen Vorausberechnung und experimentellen Erforschung verfahrenstechnischer Prozesse erfuhr die belastungs- und beanspruchungsgerechte Auslegung der verwendeten Maschinen nur in Sonderfällen eine wissenschaftlich fundierte Untersuchung.

Aus dieser Situation und dem sich daraus ableitenden Handlungsbedarf für die Weiterentwicklung verfahrenstechnischer Prozesse und ihrer Maschinen leitet der SFB 180 seine Ziele ab, die die folgenden Problemkreise betreffen:

- Die stark gestiegenen Anforderungen an verfahrenstechnische Maschinen bezüglich Stoffumsatz und Energieleistung bedeuten die Hinwendung zu immer schneller laufenden Maschinen höchster Belastbarkeit. Dabei spielt die Beherrschung der durch funktionelle Nebengrößen verursachten Erscheinungen wie Fliehkraftbeanspruchung, dynamisches Verhalten, Prallverschleiß usw. eine erhöhte Bedeutung. Der notwendige Innovationsschritt ist die Schaffung wissenschaftlicher Grundlagen für die konstruktive Ausbildung, die Werkstoffwahl und die Fertigungstechnologien.
- Neben diesen allgemeinen Gesichtspunkten gibt es spezielle Anforderungen aus dem ver-

fahrenheittechnischen Prozeß, deren Erfüllung mit den bisher bekannten Maschinen nicht möglich ist. Ein Beispiel hierfür ist der Betrieb von Gasumwälzanlagen in chemischen Prozessen oder Öfen mit Temperaturen über 1200° C oder der Betrieb von Mühlen unter höheren Temperaturen, Energieumsätzen und chemischen Beanspruchungen als bisher.

- Werkstoff- und Fertigungstechniken sowie die Anwendung moderner Konstruktionstechniken haben in den letzten Jahrzehnten auf anderen Gebieten des Maschinenbaus erhebliche Fortschritte erzielt. Allein die Aufbereitung dieser Grundlagenforschungen für eine Anwendung bei der Entwicklung verfahrenstechnischer Maschinen stellt nach Ansicht industrieller Anwender eine erhebliche Hilfe dar, die sie auch zu größeren innovativen Anstrengungen in der eigenen anwendungsbezogenen Maschinenentwicklung beflügeln würde.

- Im gesamten Bereich der chemischen und verfahrenstechnischen Industrie gibt es den Problemkreis der gegenseitigen Beeinflussung von Prozeß- und Maschinenentwicklung. Beispielsweise kann die Entwicklung von Heißgas-Umwälzanlagen bei höchsten Temperaturen den Aufbau und die Führung eines chemischen Prozesses erheblich beeinflussen. Die konstruktive Kombination eines chemischen Reaktors mit einer Mühle eröffnet unter Umständen einen ganz neuen Bereich verfahrenstechnischer Maschinengattungen. Zu den neueren Forschungsthemen gehört auch der Aufbau eines durch Maschinen verwirklichten Prozesses der trockenen Rauchgasentschwefelung bei niederen Temperaturen und eine neue Methode des Kunststoffrecyclings durch Gradieren bei hohen Drücken und Temperaturen mit anschließendem Hydrocracking. Auch die Nutzung von Ultraschall als gezielte Energiequelle für chemische Reaktionen gehört zu den Überlegungen im Sonderforschungsbereich.

Unter diesem Aspekt wird insbesondere von der Industrie die Bildung dieses Sonderforschungsbereiches begrüßt – nicht nur, weil hierbei eine Grundlagenforschung mit außerordentlicher Anwendungsnähe erwartet wird, sondern auch, weil man sich mit der Themenstellung des SFB den auch in der Industrie oft vermißten Dialog zwischen Verfahrenstechnik und Maschinenbau erhofft.

Diesen Problemkreisen widmet sich der SFB 180 mit der Bildung von untereinander verknüpften Forschungsprojekten, die meist von mehreren Hochschullehrern gemeinsam durchgeführt werden. Regelmäßige Arbeitssitzungen und Präsentationen der Forschungsergebnisse vor Industrieverbänden und in Symposien unterstützen die ständige Diskussion mit der Industrie und geben eine Fülle neuer Anregungen. Die grundlagenorientierte und auf übergreifende Konstruktions-systematik ausgelegten Anforderungen an die Einzelprojekte kommen in der Aufteilung des Gesamtvorhabens in Projektbereiche zum Ausdruck (Bild 1):

Projektbereich A:

Verfahrenstechnische Maschinen unter vorwiegend mechanischen Beanspruchungen

Die in diesem Projektbereich zusammengefaßten Teilprojekte befassen sich im Sinne einer maschinenbaulichen und konstruktionsmethodischen Grundlagenforschung mit den Bauteilen verfahrenstechnischer Maschinen, die vorwiegend durch mechanische Beanspruchungen, durch Abrasion und durch Verschleiß beansprucht sind und deren Prozeßbeanspruchung wesentlich von den konstruktiven Parametern abhängt. Kernobjekt ist der Rotor in Maschinen der Verfahrenstechnik (Zentrifugen, Windsichter, Mühlen usw.) unter hohen mechanischen Prozeßgeschwindigkeiten, der im Hinblick auf höhere Durchsätze und bessere Feinheitsgrade des durchzusetzenden Gutes weiterentwickelt wird. Hierzu werden Grundlagen der Gestaltung und Berechnung erarbeitet, Belastungskollektive im industriellen Einsatz ermittelt, die dynamischen Rotoreigenschaften berechenbar gemacht und das Verschleißverhalten der Einzelteile verbessert. Bild 2 zeigt den im Institut für Maschinenwesen installierten Rotorprüfstand zur

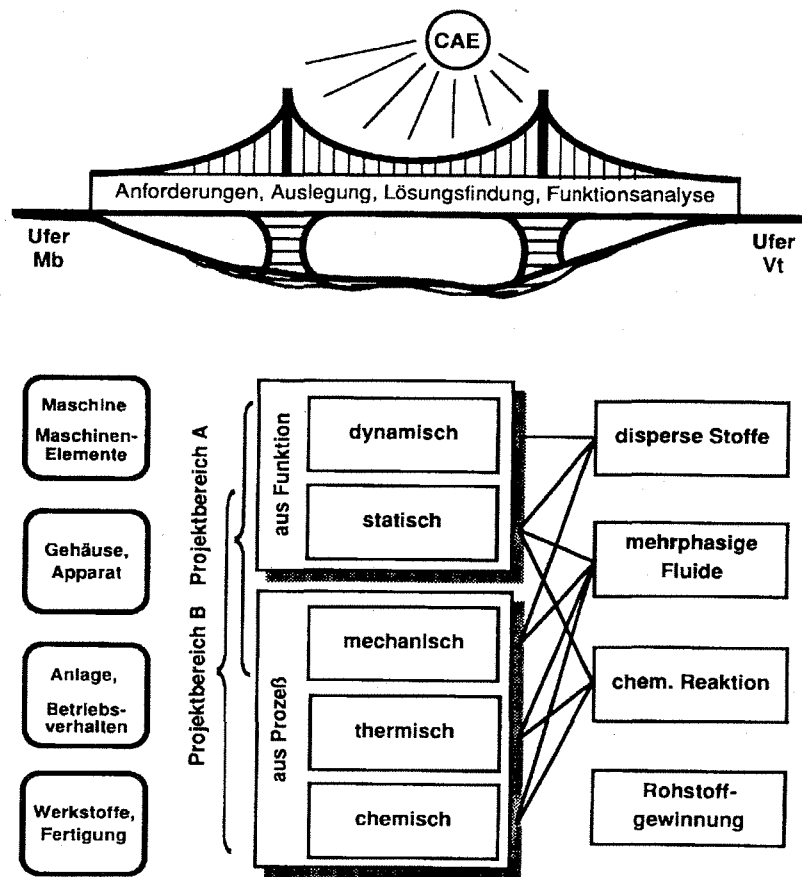


Bild 1 Zuordnung von Anwendungsfeldern zu Objekten und Belastungsarten verfahrenstechnischer Prozesse

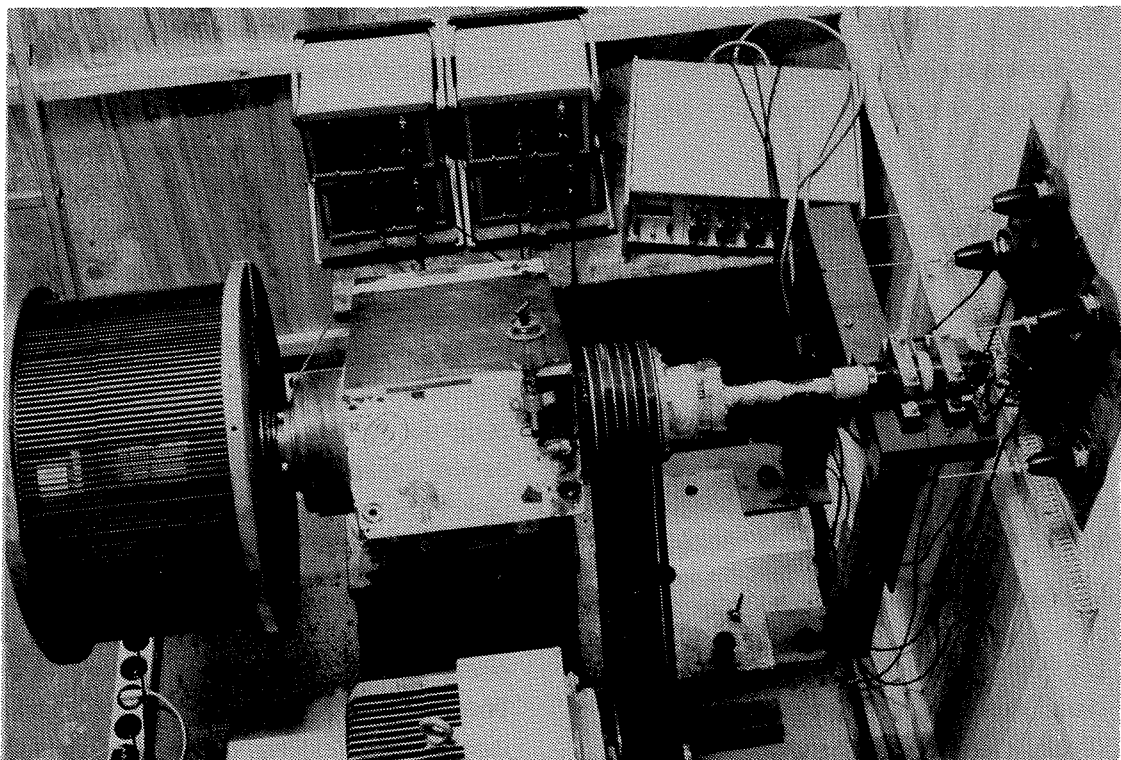


Bild 2 Rotorprüfstand mit eingebautem Windsichererotor und drahtloser Meßwertübertragung

Erforschung der Beanspruchungen unter hohen Drehzahlen.

Der Projektbereich A enthält folgende Einzelprojekte:

- A1 Dynamisches Verhalten und Beanspruchungen schnelllaufender Rotorsysteme unter dem Einfluß verschiedener Lagersysteme und Durchlaufhilfen (Prof. Dr. rer. nat. D. Behr).
- A2 Konstruktionsmethodik für Maschinen und Anlagen der Verfahrenstechnik (Prof. Dr.-Ing. P. Dietz, Prof. Dr.-Ing. K. Leschonski).
- A3 Die Feinsttrennung in Abweiseradsichtern und deren Anwendungsgrenzen (Prof. Dr.-Ing. K. Leschonski).
- A4 Gestaltung von Durchbrüchen, Einsätzen und Verbindungen in Rotorsystemen und ihre Berücksichtigung bei der Tragfähigkeitsrechnung, vornehmlich in Windsichtern und Prallmühlen (Prof. Dr.-Ing. P. Dietz).
- A7 Erstellung von Bemessungskollektiven für die Auslegung von Antrieben für verfahrenstechnische Maschinen (Prof. Dr.-Ing. H. Zenner).
- A8 Werkstoffmechanische Untersuchungen von faserverstärkten Kunststoffen für den Aufbau von Verbundrotoren im Bereich der Verfahrenstechnik (Prof. Dr.-Ing. W. Hufenbach).
- A9 Verschleißfeste Schutzschichten mit definierter Gefügemorphologie für verfahrenstechnische Maschinen (Prof. Dr.-Ing. U. Draugelates).
- A12 Die Feinstmahlung in einer Prallmühle und deren Anwendungsgrenzen (Prof. Dr.-Ing. K. Leschonski).

A14 Automatische Überwachung von schnelllaufenden Maschinen (Prof. Dr. rer. nat. D. Behr).

A15 Konstruktive Maßnahmen zur Schallminderung an Hochleistungs-Prallzerkleinerungsmühlen (Prof. Dr.-Ing. H.-J. Barth).

A18 Erhöhung der Verfügbarkeit und des Ausnutzungsgrades von Shredderanlagen (Prof. Dr.-Ing. H.-P. Beck, Prof. Dr.-Ing. H. Zenner).

Projektbereich B:

Verfahrenstechnische Maschinen unter vorwiegend thermischen und chemischen Beanspruchungen

Dieser Projektbereich befaßt sich allgemein mit Maschinen und Prozessen unter hohen Temperaturen, die sehr oft chemische Stoffwandlungen zum Ziel haben. Damit wird einerseits die Grenze dieser Maschinen durch die Beanspruchbarkeit der verwendeten Werkstoffe bei hohen Temperaturen erreicht, es treten thermische Spannungen auf, und nicht zuletzt sorgen die im Prozeß verarbeiteten chemischen Reaktanden für verminderte Lebensdauer durch Korrosion, Spannungsrisskorrosion, chemischen Angriff, Umwandlung und anderes mehr. Die in diesem Bereich enthaltenen Projekte befassen sich einerseits mit der Verdichtung und dem Transport von Gasen unter sehr hohen Temperaturen, andererseits sind Untersuchungen zum Verhalten von Maschinenelementen unter sehr aggressiven Gasen in chemischen Reaktionsbehältern notwendig. Aus der Vermutung, daß sich nichtkatalytische chemische Reaktionen durch den gleichzeitigen Eintrag von thermischer und mechanischer Energie und durch die Ausnutzung der in frischen Bruchoberflächen vorhandenen Reaktionsbereitschaft beschleunigen und optimieren lassen, wurde eine Labormaschine entwickelt, die eine konstruktive Zusammenfassung von Mühle und Reaktor darstellt. Da bei solchen Anwendungen der Einsatz von neuen Werkstoffen eine große Rolle spielt, ist ein enger Kontakt mit der Werkstofftechnik vorhanden, insbesondere erfordert die Entwicklung von Heißgasgebläsen die Anwendung neuartiger Keramiken und ihrer

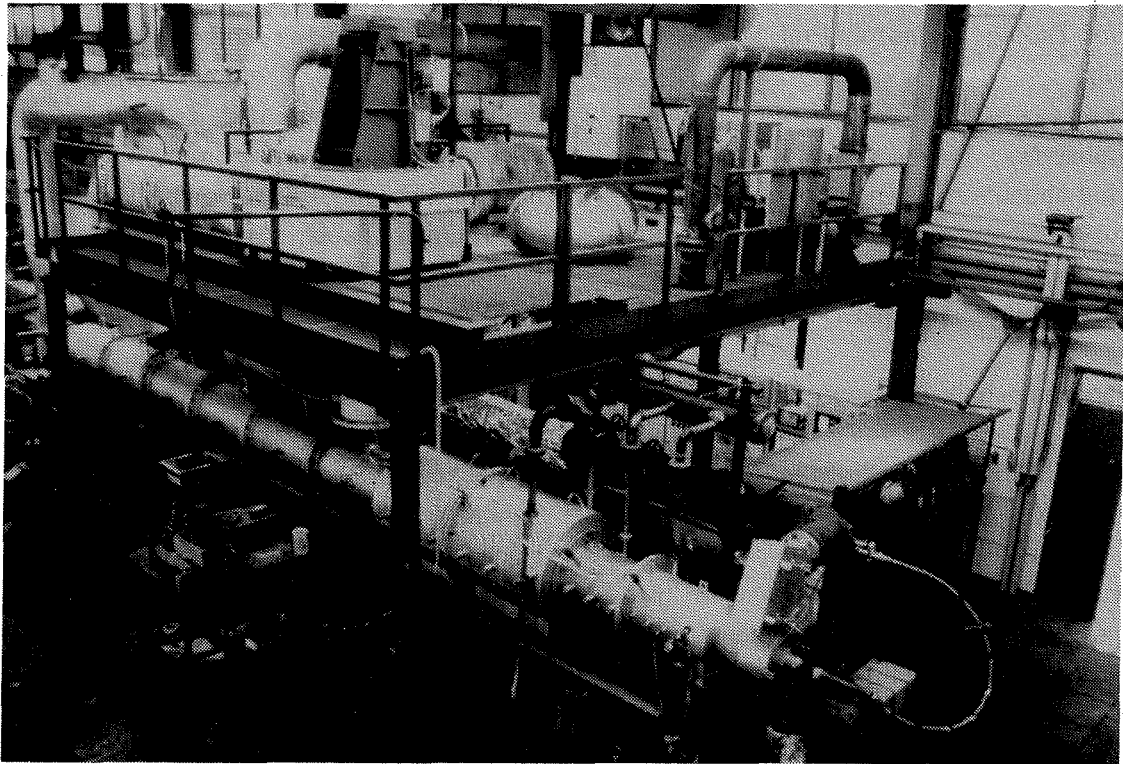


Bild 3 Ventilatorversuchsanlagen für Heißgastransport

Fügetechniken. **Bild 3** zeigt den in diesem Projekt am Institut für Energieverfahrenstechnik installierten Prüfstand für Heißgas-Ventilatorversuche. Im einzelnen werden im Projektbereich Verfahrenstechnische Maschinen unter vorwiegend thermischen und chemischen Beanspruchungen folgende Themen behandelt:

- | | |
|---|--|
| <p>B1 Entwicklung und Erprobung einer Reaktionsmühle für nichtkatalytische Gas-Feststoffumsetzungen während der Mahlung (Prof. Dr.-Ing. K. Schönert, Prof. Dr.-Ing. U. Hoffmann, Prof. Dr.-Ing. P. Dietz).</p> <p>B3 Konstruktionsstrukturen von Umwälzaggregaten unter vornehmlich hoher thermischer Belastung (Prof. Dr.-Ing. H.-J. Barth, Prof. Dr.-Ing. R. Scholz).</p> <p>B4 Konstruktionsstrukturen von Kreislaufreaktoren für heterogenkatalytische Gas-Feststoffumsetzungen bei erhöhten Druck-, Temperatur und Korrosionsbeanspruchungen (Prof. Dr.-Ing. H.-J. Barth, Prof. Dr.-Ing.</p> | <p>U. Hoffmann).</p> <p>B6 Metall-Keramik-Verbindungen und Diffusionsschweißen und Kleben für den Einsatz in verfahrenstechnischen Maschinen (Prof. Dr.-Ing. U. Draugelates, Prof. Dr. rer. nat. Hennieke †, Dr.-Ing. A. Schram).</p> <p>B7 Untersuchung der Temperaturwechselbeständigkeit insbesondere von keramischen Werkstoffen als Grundlage für den Hochtemperaturmaschinenbau (Prof. Dr.-Ing. R. Jeschar, Prof. Dr. rer. nat. Hennieke †).</p> <p>B9 Hochtemperaturkorrosionsschutz von Si- und C-Basiswerkstoffen sowie Metallen in verfahrenstechnischen Maschinen (Prof. Dr.- Ing. G. Borchardt, Prof. Dr.rer. nat. V. Kempter).</p> <p>B10 Werkstoffbezogene Fertigung und Bauteilprüfung von Verschleißkomponenten (Prof. Dr.-Ing. U. Draugelates).</p> |
|---|--|

- B11 Kreisprozeß zur Entschwefelung
(Prof. Dr.-Ing. R. Jeschar, Prof. Dr.-Ing. P. Dietz).
- B12 Chemischer, thermischer und mechanischer Abbau von Polymeren in einem Hochdruckverdichter mit simultaner Reaktion für das Recycling von Kunststoffen (Prof. Dr.-Ing. U. Hoffmann, Prof. Dr.-Ing. P. Dietz).
- B13 Werkstofftechnik für einen Reaktionsverdichter
(Prof. Dr.-Ing. U. Draugelates, Dr.-Ing. A. Schram).
- B14 Grundlagen für die Reaktionstechnik. die Auslegung und den Bau von Ultraschallreaktoren (Prof. Dr.-Ing. U. Hoffmann, Prof. Dr.-Ing. U. Draugelates).

Bereits die Vorförderungsphase zum Sonderforschungsbereich in den Jahren 1986 und 1987 hat ergeben, daß die übergreifende Anlage des Forschungsprogramm und die Beteiligung von Wissenschaftlern aus mehreren Fachbereichen nicht nur eine umfassende Bearbeitung der gestellten Themen erlaubt, sondern auch erheblich zu einem interdisziplinären Verständnis innerhalb dieser Hochschule beiträgt. Die damit angeregten Diskussionen und das fachliche "Zusammenrücken" von Hochschullehrern und Mitarbeitern unterschiedlicher Disziplinen hat sich als eine grundsätzliche Bereicherung der Forschungs- und Lehrtätigkeit in nahezu allen Arbeitsgruppen dieser Hochschule niedergeschlagen. Nicht zuletzt werden auch für die Lehre der Gebiete Maschinenbau, Verfahrenstechnik, Werkstoffkunde und Fertigungstechnik aus dem Sonderforschungsbereich neue Impulse erwartet, die auch den ingenieurwissenschaftlichen Studiengängen der TU Clausthal eine besondere Attraktivität verleihen sollen.

Bewegungsform der Füllung in einer Schwingmühle bei großen Amplituden

Bock, U.

Zur Hydrochlorierung von metallisch verunreinigtem Silicium wurde eine Schwingmühle entwickelt, in deren Mahlraum neben der Zerkleinerung simultan die chemische Reaktion stattfindet. Die Hydrochlorierung wird bisher im industriellen Maßstab im Wirbelschichtverfahren durchgeführt; dazu sind Prozeßtemperaturen von 400 °C erforderlich.

Die bei Schwingmühlen bekannten Effekte der mechanischen Aktivierung führen dazu, daß die während der Mahlung durchgeführte Reaktion schon bei einer Temperatur von 150 °C abläuft, wodurch eine erhebliche Energieeinsparung erzielt werden kann.

Bereits in den letzten Institutsmittteilungen /1/ wurden Ergebnisse zur Leistungsaufnahme der Füllung vorgestellt. Zusätzlich zu diesen Untersuchungen sollen im folgenden Versuchsaufnahmen zum Bewegungsverhalten der Füllung bei besonders großen Schwingamplituden dargestellt werden.

1. Versuchsaufbau

Der Versuchsstand wurde mit Satelliten-Mahlkammern mit Durchmessern von 100 bzw. 250 mm ausgerüstet. Diese wurden außen am Schwingrahmen angebracht und waren stirnseitig mit einer Glas-scheibe verschlossen. In dem kleineren Gefäß wurden Stahlkugeln mit einem Durchmesser von 3 mm eingesetzt, in dem größeren Behälter Keramikku-geln mit 12 mm Durchmesser. Die Beobachtung der Füllung erfolgte mit dem Hochgeschwindigkeits-Vi-deosystem Ektapro 1000 (Fa. Kodak) mit 1000 Bil-tern pro Sekunde (siehe Bild 1).

Bei den Aufnahmen wurden folgende Parameter va-riiert:

- Mahlraumdurchmesser : 100 und 250 mm
- Mahlkörper : Stahlkugeln $\varnothing 3$ mm und
Keramikkugeln $\varnothing 12$ mm
- Kugelfüllgrad φ_K : 50, 60, 70, 80 und 90%
- Drehzahl n : 1364 bis 3371 min⁻¹
- Amplitude r : 1 bis 6 mm
- Schwingform : kreisförmig

2. Bewegungsform in Abhängigkeit von Amplitude und Drehzahl

Bild 2 zeigt Ausschnitte von Filmen bei unterschiedlichen Amplituden; die Drehzahlen und Kugelfüllgrade sind mit $n = 1660 \text{ min}^{-1}$ bzw. $\varphi_K = 70 \%$ gleich. Der Mahlraum hat einen Durchmesser von 100 mm, die Kugeln sind 3 mm groß.

Bei den kleinen Amplituden von 1,1 und 3 mm (relative Amplitude 2,2 bzw. 6 %) bewegt sich die Füllung im untersuchten Drehzahlbereich in der Weise, wie sie u. a. von Kurrer /2/ beschrieben wird. Danach kann der Mahlraum in eine stationäre und eine Kaskadenzone eingeteilt werden. Die Füllung hebt etwas von der Wand ab und dehnt sich nur geringfügig

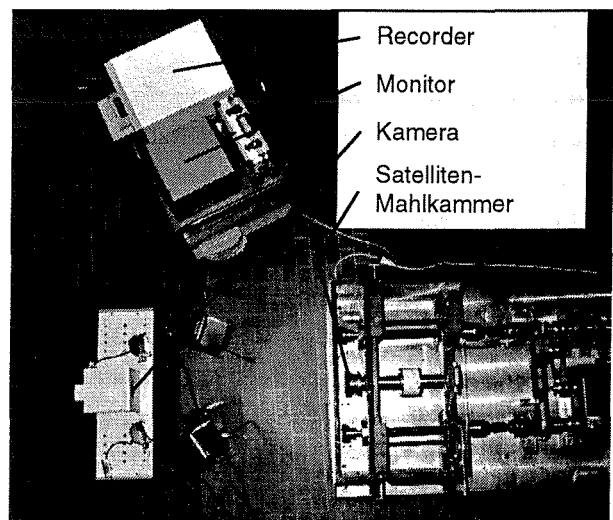


Bild 1 Prüfstands-aufbau zur Durchführung der Videoaufnahmen

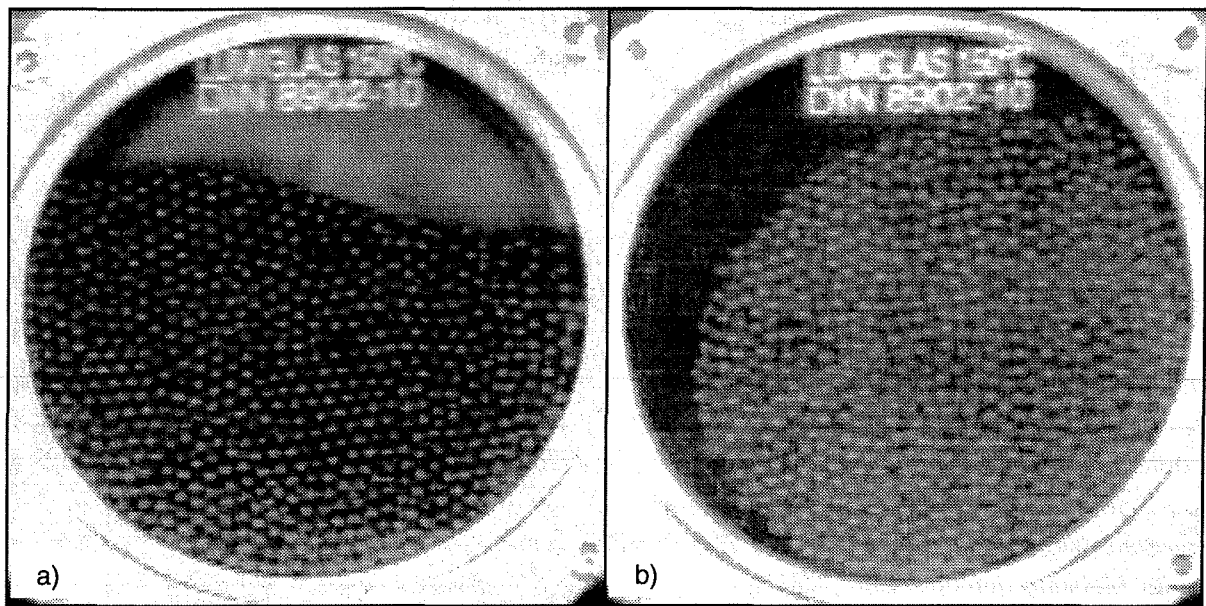


Bild 2 Bewegungsformen der Füllung bei unterschiedlichen Amplituden. Drehzahl $n = 1660 \text{ min}^{-1}$, $\phi_K = 70$ %, a) $r = 1,1 \text{ mm}$, b) $r = 5,3 \text{ mm}$

aus. Die Flughöhe ist etwa so groß wie die Amplitude der Schwingung. Der Raum oberhalb der Füllung bleibt frei. Die Stoßrate ist bei den untersuchten Drehzahlen nahezu identisch mit der Schwingfrequenz, d. h., daß die Füllung pro Umdrehung einmal abhebt.

Wird die Amplitude bei gleichbleibender Drehzahl und dem Füllgrad von 70 % weiter gesteigert, wächst auch die Flughöhe der Füllung. Diese wird bei einer Amplitude von 5 mm so groß, daß die oberen Kugeln der Füllung an die obere Mahlraumbegrenzung anprallen. Bei noch größeren Amplituden kann die Füllung als zusammenhängende, plastische Masse betrachtet werden, die sich durch den gesamten Mahlraum bewegt. Die Füllung hat dabei eine Querschnittsfläche ähnlich der Füllung einer Kugelmühle, überstreicht aber die gesamte Innenwand des Mahlraums. Die Bewegung ist durch ein ausschließliches Abrollen jedoch nicht ausreichend charakterisiert. Vielmehr wird die Abrollbewegung häufig durch Flüge der Füllung oder Teilen davon quer durch den Mahlraum unterbrochen. Dieser Zustand tritt dann besonders deutlich auf, wenn die Grenzamplitude von ca. 5 mm (relative Amplitude 10 %) deutlich überschritten wird. Bei diesen Amplitudenwerten kann die Stoßfrequenz aus den Filmaufnahmen ermittelt werden. Es zeigt sich, daß die Füllung pro Umdrehung mehr als einen Impuls erhält, so daß sich die Stoßrate gegenüber der übli-

chen Bewegung teilweise verdoppelt.

Dieser Effekt wurde bei allen untersuchten Drehzahlen gefunden, woraus folgt, daß in diesem Bereich der Bewegungszustand der Füllung hauptsächlich durch die Amplitude bestimmt wird und weniger durch die Drehzahl bzw. Beschleunigung.

Bei sinkendem Füllgrad steigt der Wert der Grenzamplitude, da der dann größer werdende Raum oberhalb der Füllung durchflogen werden muß; die Füllung benötigt also eine größere Flughöhe. Am deutlichsten zeigt sich dieser Umstand bei einem Füllgrad von 50 %, bei der der Übergang zur Abrollbewegung auch bei der maximal erreichbaren Amplitude nicht beobachtet werden konnte.

Bei einem Füllgrad von 80 % konnte beobachtet werden, daß sich bei steigender Drehzahl der Wert der Grenzamplitude zu niedrigeren Werten hin verschiebt, so daß bei der größten untersuchten Drehzahl von 3529 min^{-1} der Zustand mit größerer Stoßfrequenz schon bei einer Amplitude von 4 mm zu finden ist.

Als Beispiel für die verschiedenen Bewegungsformen sind in **Bild 3** die Bahnlinien für jeweils zwei ausgewählte Kugeln aufgezeichnet. Die Drehzahlen betragen 1364 , 1660 und 2500 min^{-1} , der Kugelfüllgrad ist 70%. In den Bildern sind die Bahnkurven für 16 Umdrehungen dargestellt; eine Ausnahme bildet nur das Bild mit der Drehzahl 2500 min^{-1} und kleiner Amplitude (unten links). Hier ist der Kugel-

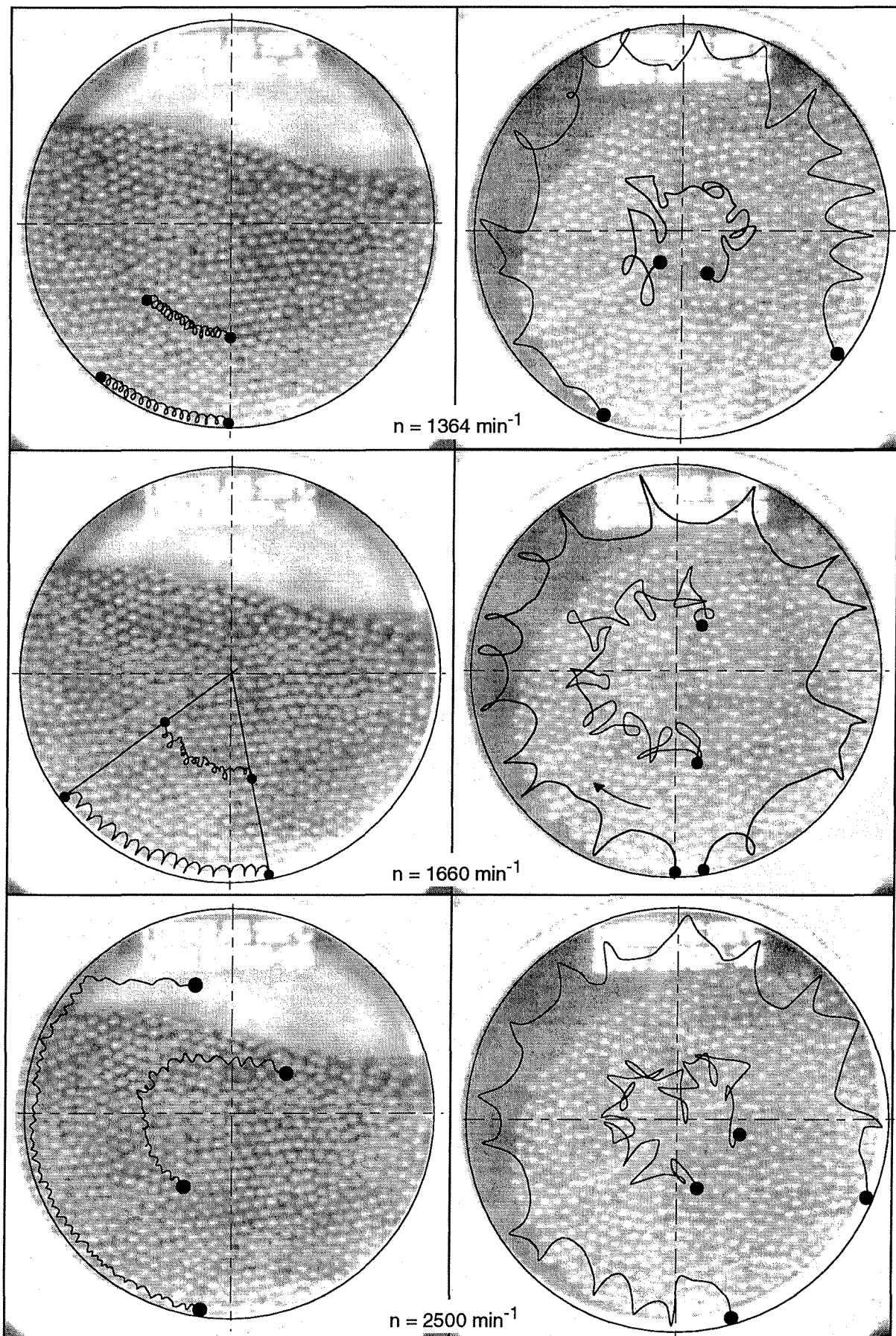


Bild 3 Bewegung ausgewählter Kugeln bei verschiedenen Drehzahlen und Amplituden.
 $\varphi_K = 70 \%$, $\varphi_G = 0 \%$, links: $r = 1,0$ bis $1,1 \text{ mm}$, rechts: $r = 5,9$ bis $6,3 \text{ mm}$

weg für 45 Umdrehungen eingezeichnet. Anhand des im Hintergrund dieses Bildes eingeblendeten Bewegungszustandes für die Drehzahl von 1660 min^{-1} soll verdeutlicht werden, daß sich bei der höheren Drehzahl von 2500 min^{-1} die Füllung mehr auflockert, also insgesamt eine größere Querschnittsfläche beansprucht.

Bei den kleinen Amplituden von etwa 1,1 mm (links) ist zu erkennen, daß die am äußeren Rand des Behälters befindliche Kugel während der 16 Umdrehungen im dargestellten Bereich genau 16 annähernd parabelförmige Flüge durchführt. Die innere hervorgehobene Kugel überstreicht ungefähr denselben Winkelausschnitt. Eine parabelförmige Flugbahn ist hier jedoch nicht zu erkennen.

Bei den größeren Amplituden von etwa 6 mm (rechts) und sonst gleichen Randbedingungen ist

bei allen Drehzahlen zu sehen, daß die randnahe Kugel ebenfalls 16 Flüge durchführt. Anhand dieser Bewegung wird deutlich, daß die Füllung an der Wand „abrollt“. Die Unregelmäßigkeiten der Flüge deuten jedoch auf die immer wieder durch Stöße unterbrochene Bewegung hin.

Die Bilder auf der rechten Seite zeigen, daß die als Beispiel herausgegriffenen Kugeln im Vergleich unterschiedlich weite Wege innerhalb des Mahlraums zurücklegen. Eine eindeutige Zuordnung zur Drehzahl ist jedoch nicht möglich, da die Kugel bei der Drehzahl von 1660 min^{-1} einen weiteren Weg zurücklegt als die bei der Drehzahl von 2500 min^{-1} .

Vergleicht man jeweils die äußeren mit den inneren herausgegriffenen Kugeln, erkennt man, daß sich letztere noch unregelmäßiger bewegen. Die bei der Bewegung überstrichenen Winkelgrade stimmen

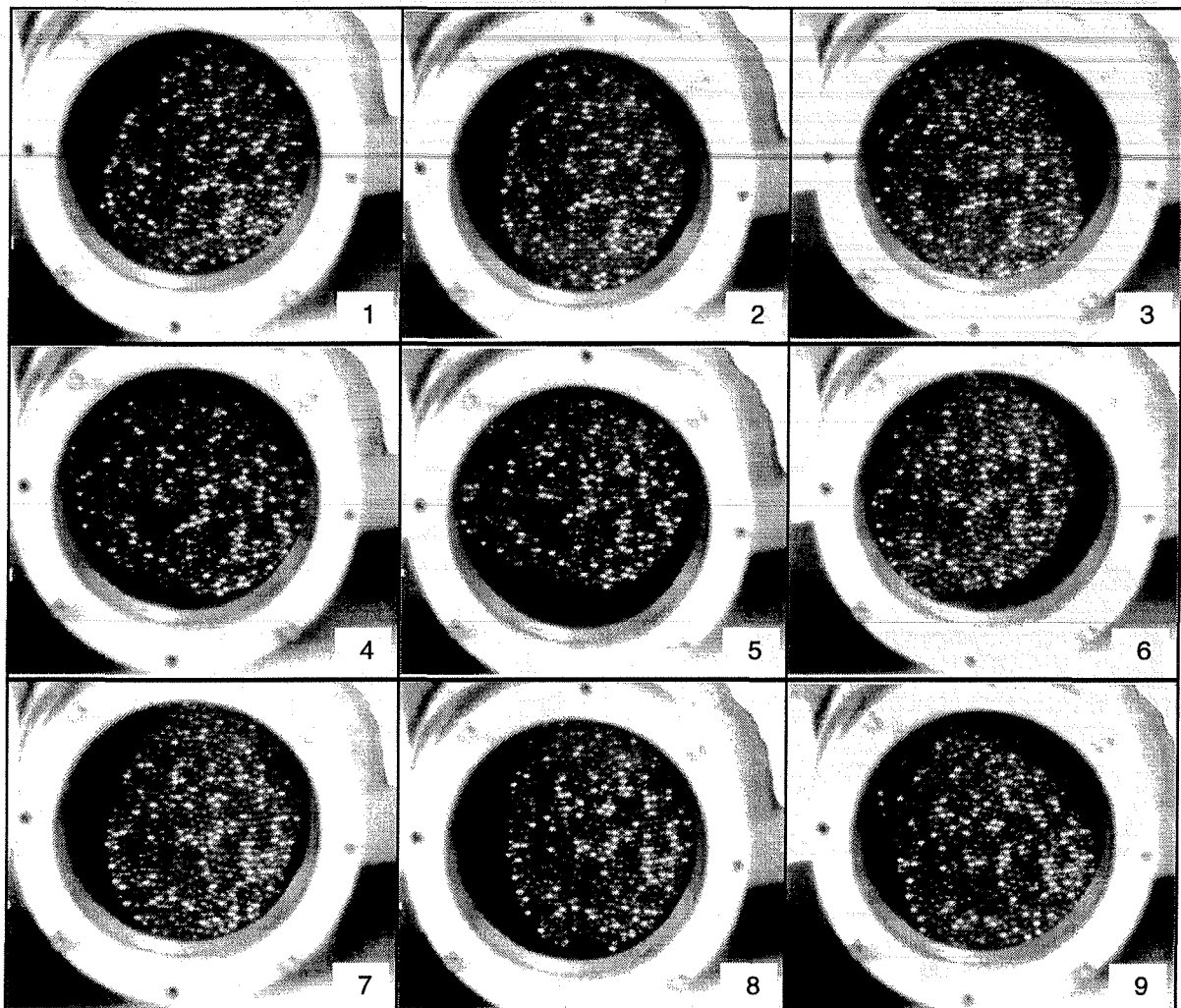


Bild 4 Bewegung der Füllung bei großer relativer Amplitude während drei Kreisschwingungen des Mahlraums. Zeitabstand zwischen den Aufnahmen 0,01 s.
 $n = 2000 \text{ min}^{-1}$, $\varphi_K = 70 \%$, $\varphi_G = 0 \%$, $r = 5,9 \text{ mm}$

bei der Drehzahl 1660 min^{-1} nicht überein.

Zur Verdeutlichung der Bewegung der Füllung bei großen relativen Amplituden soll **Bild 4** dienen. Hier ist der Bewegungsablauf für eine Füllung von 70 % bei einer Drehzahl von 2000 min^{-1} und einer Amplitude von 5,9 mm dargestellt. Der Mahlbehälter schwingt gegen den Uhrzeigersinn. Der dargestellte Zeitraum umfaßt drei Kreisschwingungen des Mahlbehälters; der Zeitabstand zwischen den einzelnen Aufnahmen beträgt 0,01 Sekunden.

Durch die verschiedenfarbigen Kugeln ist zu erkennen, daß die Bewegung wie schon beschrieben nicht allein durch ein Abrollen an der Wand gekennzeichnet ist. Vielmehr treten wiederholt Stoßvorgänge auf, wie sie z. B. in den Bildern 3 und 9 zu sehen sind.

Es wird allerdings auch deutlich, daß die Durchmischung der Füllung nicht wesentlich besser ist als beim üblichen Bewegungszustand. Trotzdem wird die Zerkleinerung des im Inneren der Füllung befind-

lichen Mahlguts wirkungsvoller sein, da sich die über die Behälterwand eingeleiteten Impulse besser bis in das Zentrum vordringen und nicht schon in den äußeren Kugelschichten abgebaut werden.

3. Ermittlung der Stoßfrequenz

Die Filmaufnahmen wurden nach der Stoßhäufigkeit ausgewertet. Ein Beispiel gibt **Tab. 1** wieder. Es zeigt sich im unteren Amplitudenbereich sowohl bei 70 als auch bei 80% Kugelfüllgrad die bereits erwähnte lineare Abhängigkeit von der Schwingfrequenz. Im Bereich der Amplituden mit unterbrochener Abrollbewegung steigt die Stoßfrequenz teilweise auf den doppelten Wert an. Daß jedoch nicht nur die Amplitude, sondern auch die Drehzahl diesen Vorgang beeinflußt, erkennt man, wenn man bei der 70%-Füllung Werte mit etwa gleicher (hoher) Amplitude und unterschiedlichen Drehzahlen vergleicht.

Kugelfüll- grad ϕ_K [%]	Beschl.- ziffer z [g]	Amplitu- de r [mm]	Dreh- zahl n [min^{-1}]	Schwing- frequenz n [s^{-1}]	Stoßfre- quenz z_F [s^{-1}]	Verhältnis Stoß- / Schwingfrequenz
70	6,8	1,0	2500	41,7	39,0	0,9
70	3,4	1,1	1660	27,7	28,0	1,0
70	19,9	2,9	2478	41,3	41,2	1,0
70	9,2	3,0	1660	27,7	29,0	1,0
70	27,3	4,0	2470	41,2	41,6	1,0
70	13,2	4,3	1660	27,7	27,0	1,0
70	34,0	5,0	2465	41,1	79,4	1,9
70	16,6	5,4	1660	27,7	41,6	1,5
70	38,6	5,9	2419	40,3	72,5	1,8
70	18,8	6,1	1660	27,7	44,2	1,6
80	6,2	1,1	2273	37,9	36,4	1,0
80	5,4	2,5	1395	23,3	23,7	1,0
80	13,7	2,5	2222	37,0	36,7	1,0
80	31,4	2,5	3371	56,2	58,8	1,0
80	33,1	3,8	2804	46,7	71,4	1,5
80	13,8	4,8	1596	26,6	51,3	1,9
80	37,3	5,2	2542	42,4	85,1	2,0
80	35,0	5,7	2344	39,1	78,1	2,0
80	55,1	5,7	2941	49,0	96,6	2,0
80	18,3	6,2	1622	27,0	53,8	2,0

Tabelle 1 Stoßfrequenz z_F in Abhängigkeit von Amplitude und Drehzahl

Durchweg erreichen die Füllungen mit höherer Drehzahl größere Verhältnisse der Stoß- zur Schwingfrequenz. Im mittleren Amplitudenbereich ist das auch bei der 80%-Füllung der Fall. Bei den größten Amplituden zwischen 5,2 und 6,2 mm hat die Drehzahl dann keinen Einfluß mehr auf das Frequenzenverhältnis.

Bei einem Füllgrad von 50 und 60% ist bei den 3 mm-Kugeln im Behälter mit 100 mm Durchmesser kein Aufprallen an die obere Mahlbehälterwand festzustellen, da die Flughöhe der Kugeln nicht ausreicht, den größeren Freiraum über der Füllung zu überbrücken. Dies gilt ebenso für alle Füllgrade bei den 12 mm-Kugeln im Behälter mit 250 mm Durchmesser, da hier die auf den Mahlraumdurchmesser bezogene relative Amplitude der Schwingung geringer ist.

4. Zusammenfassung

Die Untersuchungen zum Bewegungsverhalten, zum Leistungseintrag und zur Zerkleinerung (diese wurden bereits in /1/ vorgestellt) in der Versuchsmühle zeigen, daß sich bei großer relativer Amplitude eine Bewegungsform einstellt, die sich von der bekannten Umlaufbewegung unterscheidet. Der Einfluß der Drehzahl auf das Auftreten dieser Bewegung, bei der die Flughöhe der Füllung so groß wird, daß diese an die obere Mahlraumbegrenzung prallt, ist gering.

Durch diese Bewegung wird der Leistungseintrag sprunghaft erhöht. In hier nicht dargestellten Versuchen konnte gezeigt werden, daß beim Überschreiten der Grenzamplitude ein höherer Wirkungsgrad der Mühle erreichbar ist als bei der bisher bekannten Bewegung bei kleinen relativen Amplituden. Bei noch weiter steigender Amplitude fällt der Wirkungsgrad dann wieder ab, so daß es für jede Drehzahl einen optimalen Betriebspunkt gibt.

Auch das Zerkleinerungsverhalten ist bei großen Amplituden deutlich besser. Es wird ein höherer Feingutanteil bei derselben spezifischen Energie erzeugt; zum Teil wird bei bestimmten Parametern wie einem ungünstigen Verhältnis von Aufgabegutgröße zu Mahlkugelgröße eine Zerkleinerung erst möglich.

Literatur

- /1/ Dietz, P.; Bock, U.: Institutsmitteilung Nr. 17, IMW Clausthal 1992
- /2/ Kurrer, K.-E.: Zur inneren Kinematik und Kinetik von Rohrschwingmühlen. Dissertation TU Berlin, 1986

Ein Beitrag zum Thema Kunststoff-Recycling

Neumann, U.

In diesem Artikel soll zum ein Überblick über die unterschiedlichen Verfahren des Kunststoffrecyclings gegeben werden. Einleitend wird dazu auf die politischen Hintergründe des verstärkten Engagements im Bereich Kunststoffrecycling hingewiesen. Dem folgen einige Daten und Fakten über den Einsatz von Kunststoffen. Aufbauend auf diesen Aussagen wird abschließend dargestellt, wie sich das Institut für Maschinenwesen seinen Beitrag zum Kunststoffrecycling vorstellt.

0 Einleitung

Das Recycling von Kunststoffen ist nicht erst durch die am 20. Juni 1991 im Bundesanzeiger veröffentlichte und damit gültiges deutsches Gesetz gewordene, deutsche Verpackungs-Verordnung (VerpackVO) zum Mittelpunkt öffentlicher Diskussionen geworden.

Ziel dieser Verordnung ist es, der Wirtschaft die Aufgabe zu übertragen, zu verhindern, daß die von ihr hergestellten Produkte nach Gebrauch nicht mehr zu Abfall werden. Der Handel wurde dabei von der Rücknahme befreit, da daß DSD (Duale System Deutschland) zusicherte, die zunächst für 1993 geltenden Recyclingquoten von 42% bei Glas, 26% bei Weißblech, 18% bei Papier/Pappe/Karton und Aluminium, 9% bei Kunststoffen und 6% bei Verbundverpackungen einzuhalten.

Nach anfänglichen Erfolgen zeigte sich jedoch, daß im Bereich des Kunststoffs die Möglichkeiten des Recycling schnell erschöpft waren. Da auch noch

die deutschen Verbraucher sämtliche Prognosen bezüglich des Sammelauflommens übertrafen, sind als Folge wachsende Halden nicht verwerteter Kunststoffverpackungen und illegale Müllschiebereien ins Ausland durch unseriöse Entsorgungspartner entstanden /1/.

Für 1995 schreibt die deutsche Verpackungs-Verordnung vor, daß der Anteil der wiederzuverwertenden Kunststoffverpackungen 64 Prozent betragen soll. Dies macht deutlich, wie nötig es ist, schnell zuverlässige Verfahren zu entwickeln und in Betrieb zu nehmen, mit deren Hilfe vermischte Kunststoffe wiederverwertet werden können.

1 Daten über den Einsatz von Kunststoffen

Wenn man sich vor Augen führt, daß der weltweite Verbrauch von Kunststoffen jährlich um 7% ansteigt und heute bei rund 120 Mio. t/a liegt, dann macht dies die Aktualität des Themas deutlich. 120 Mio. t/a entsprechen rund 24 kg pro Kopf der Weltbevölkerung, die westeuropäischen Industrienationen liegen jedoch deutlich über diesem Durchschnittswert /3/. Allein in Deutschland beträgt die jährliche Kunststoffproduktion 9,1 Mio. t, wobei über 5 Mio. t in der Bundesrepublik zu Kunststoffprodukten verarbeitet und ungefähr 4 Mio. t Kunststoffprodukte hier verbraucht werden. Das entspricht einem Pro-Kopf-Verbrauch an Kunststoffen in Deutschland von 61,3 kg. Diese 61,3 kg lassen sich in 18,6 kg Polyethylen niedriger Dichte (PE-LD), 12,3 kg Polyethylen hoher Dichte (PE-HD), 13 kg Polypropylen (PP) und 17,4

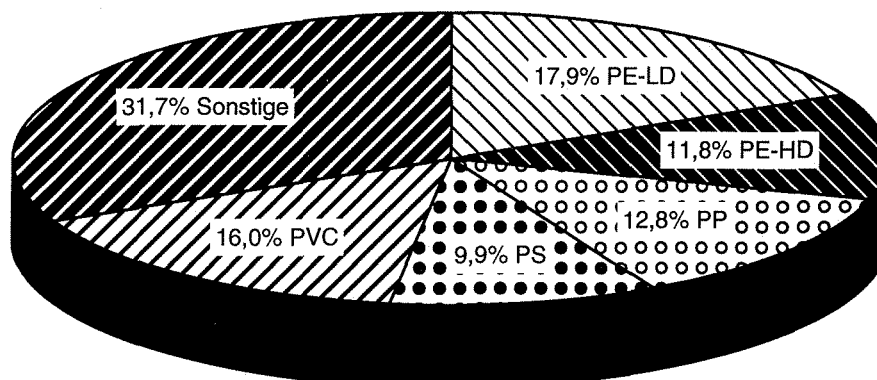


Bild 1.1 Prozentuale Verteilung der Kunststoffe in der westlichen Welt nach Typen /2/

kg Polyvinylchlorid (PVC) unterteilen. Bei dem größten Teil der erfaßten Kunststoffabfälle handelt es sich um die Massenkunststoffe Polyethylen, Polypropylen, Polyvinylchlorid und Polystyrol /4/.

1991 wurden allein in der westlichen Welt rund 95 Mio. t Kunststoffe produziert. PVC lag dabei mit 15,2 Mio. t an zweiter Stelle. An erster Stelle lag Polyethylen niedriger Dichte (PE-LD/LLD) mit 17,0 Mio. t. Die gesamte Herstellung von Polyethylen (PE-LD und PE-HD) betrug 28,2 Mio. t /2/.

In **Bild 1.1** ist die prozentuale Verteilung der Kunststoffproduktion in der westlichen Welt von 1991 dargestellt. Deutlich erkennbar ist der Anteil der vier Massenkunststoffe Polyethylen, Polypropylen, Polyvinylchlorid und Polystyrol mit einem Gesamtanteil von fast 70 Prozent.

2 Stand der Technik im Bereich verschiedener Verfahren des Recyclings

Unter der plakativen Überschrift des Kunststoffrecyclings werden die unterschiedlichsten Verfahren angeboten, über die nachfolgend ein kurzer Überblick gegeben werden soll, der keinen Anspruch auf Vollständigkeit erhebt. Ziel des Überblicks soll das Aufzeigen der unterschiedlichsten Möglichkeiten des Kunststoff-Recyclings und ihrer Anwendungsbereiche sein.

Dabei ist zu beachten, daß viele Verfahren zum Recycling von Kunststoffabfällen der Zielsetzung, d.h., der Idee eines Kreislaufs, die sich hinter diesen Worten verbirgt, nicht gerecht werden. Dies trifft hauptsächlich in den Fällen des sogenannten Downcyclings zu. Bei diesen Verfahren werden aus den anfallenden Kunststoffabfällen Sekundärrohstoffe gewonnen, die eine deutlich niedrigere Qualitätsstufe als das Ausgangsmaterial besitzen. Als einfaches Beispiel dafür sei die in diesem Bereich berührte Parkbank genannt, die aus Sekundärrohstoffen (Granulat aus aufgeschmolzenen Kunststoffabfällen) geringerer Qualität hergestellt wird. Da der Markt für Parkbänke und ähnliche Produkte deutlich kleiner ist als die dafür eingesetzte Menge an Kunststoffabfällen, dient die Herstellung solcher Produkte zu einem gewissen Anteil als Zwischenspeicher oder versteckte Deponie für die bei der Herstellung dieser Produkte eingesetzte Kunststoffmenge.

Mit diesem Beispiel soll auf die Komplexität des Pro-

blems Kunststoffrecycling hingewiesen werden, ohne dabei die Herstellung von Parkbänken aus Kunststoffabfällen zu verdammen. Mit dem Schritt der Zwischendeponierung besteht zumindest eine vorläufige Lösung des Problems des anfallenden Bergs von Kunststoffabfällen, die es ermöglicht, in der so gewonnenen Zeit verbesserte Verfahren des Recyclings zu entwickeln und in die Praxis umzusetzen.

Prinzipiell bieten sich für die Aufbereitung vermischter Kunststoffabfälle eine ganze Reihe von Verfahren an: So können vermischte Fraktionen durch einen einfachen Aufschmelzprozeß zu dickwandigen Produkten minderer Qualität verarbeitet werden. Oder aber die unterschiedlichen Kunststoffe werden separiert, gereinigt, und sortenrein zu Regranulaten verarbeitet. Weiter können sie chemisch rezykliert, also in Syntheseöle und -gase zurückgeführt werden. Großtechnisch ist die thermische Verwertung, also Verbrennung bei Nutzung der Wärmeenergie zum augenblicklichen Zeitpunkt noch umstritten. Die Deponierung gilt nicht nur aus politischer Sicht als die schlechteste aller Lösungen, wird das Material doch jeglicher Nutzung zunächst entzogen /1/. Grundsätzlich lassen sich damit die Recyclingverfahren entsprechend der obigen Auflistung in drei Bereiche unterteilen, das materielle oder werkstoffliche Recycling, das rohstoffliche Recycling und das energetische Recycling.

2.1 Materielles Recycling von Kunststoffen

Unter der Überschrift des materiellen Recyclings können die Verfahren der Reinigung, des Shredderns, des Trennen nach Sorten und die Trocknung der entstehenden Fraktionen betrachtet werden. Diese in Form von Granulaten anfallenden Fraktionen werden anschließend in konventionellen Verarbeitungsmaschinen der Kunststoffindustrie zu neuen Produkten verarbeitet. Dieses "Recyclingverfahren" ist sehr weit verbreitet, entspricht jedoch in den meisten Anwendungsfällen einem Downcycling. Entstehende Produkte aus diesem Prozeß reichen von Seiltrommeln, Blumenkübeln, Parkbänken bis zu Lärmschutzwänden. Da sich die Vorgehensweisen zum Aufbereiten der anfallenden Kunststoffabfälle bei diesen Anwendungsfällen immer sehr ähnlich sind, sollen sie exemplarisch am Beispiel einer

in Hamburg in Betrieb genommenen Anlage beschrieben werden.

Die verschmutzten und vermischten Kunststoffabfälle werden in die einzelnen Fraktionen Polyolefine, Polystyrol und Polyvinylchlorid getrennt und zu Regranulaten mit hohen Reinheitsgraden verwertet. Bei dem physikalischen Verfahren (materielles Recycling) werden die Abfälle zunächst zerkleinert, gewaschen und anschließend separiert und getrocknet. Die Zerkleinerung erfolgt durch einen langsam laufenden Vorzerkleinerer und einer Schneidmühle. Bei der Vorzerkleinerung wird das Abfallmaterial auf etwa handtellergröße Stücke und in der Schneidmühle anschließend auf ca. 10 mm große Stücke zerkleinert. Durch verschiedene Siebe kann die Größe der gewünschten Zerkleinerung individuell eingestellt werden. Um ein Einreiben von Verunreinigungen in die Schnittfläche der Kunststoffpartikel zu vermeiden und den Verschleiß der Messer möglichst gering zu halten, wird bereits bei dem Schneidvorgang Wasser zugeführt. Der Zerkleinerung der Kunststoffe folgt ein intensiver Waschvorgang in einem Trommelsieb. Die Schnitzel durchlaufen eine Waschstrecke und werden dabei permanent mit Brauchwasser besprüht. Durch diesen Reinigungsvorgang wird die Oberfläche der Partikel optimal mit Wasser benetzt. Dies ist für den späteren Trennvorgang von großer Bedeutung. Anschließend wird der Kunststoff durch eine Förderschnecke zur ersten Trennstufe transportiert. Hartnäckig anhaftende Schmutzpartikel werden durch die Scherkräfte innerhalb der Förderschnecke gelöst und durch die Zugabe von Brauchwasser beseitigt. In der ersten Trennstufe wird in einem Schwimm-Sink-Scheider die Polyolefin-Fraktion von der absinkenden Schwerfraktion separiert. Die Schwerfraktion besteht bei Hausmüll zum größten Teil aus Polystyrol, PVC und Verunreinigungen wie Aluminiumpartikeln, die mit einem Kunststoffteilchen verklebt sind und beim Waschvorgang nicht beseitigt worden sind. Die Benetzung der Kunststoffoberfläche mit dem Trennmedium sowie der Transport innerhalb des Beckens wird mit Hilfe von Paddeln bewerkstelligt. Als Austrag erhält man eine auf ca. 95 Prozent angereicherte Polyolefin-Fraktion. Die abgesunkene Schwerfraktion wird kontinuierlich am Boden des Beckens abgezogen und der nächsten Trennstufe

zur weiteren Aufbereitung zugeführt. Die PO-Fraktion wird in einem nachgeschalteten Hydrozyklon auf ca. 98 Prozent angereichert. Mit Hilfe eines Vibrationssiebes wird der Kunststoff vom Wasser getrennt und nach dem Durchlaufen einer Trocknungsstufe auf einen Restfeuchtegehalt von weniger als 1 Prozent reduziert und granuliert. Die Schwerfraktion des Schwimm-Sink-Scheiders wird in einer Nachtrennung mittels Hydrozyklon in eine Polystyrol-Fraktion mit mehr als 98 Prozent angereichert und ebenfalls getrocknet. Die Aufbereitung der PVC-Fraktion erfolgt nach dem gleichen Schema /5/. Die so anfallenden sortenreinen Fraktionen können dann durch Aufschmelzen zu den eingangs genannten Produkten weiterverarbeitet werden.

Ein Verfahren, das die Vorgehensweise bei der Verwertung von gemischt vorliegenden Kunststoffabfällen näher beschreibt, wurde von einer österreichischen Firma entwickelt. Mit Hilfe dieses mit dem Umweltschutzpreis 1989 des Landes Oberösterreich ausgezeichneten Verfahrens lassen sich die gemischten und vorzerkleinerten Kunststoffabfälle aus dem Hausmüll durch eine spezielle Masseaufbereitung in einem Doppelschneckenextruder wirtschaftlich verarbeiten. Es werden so Hohlraumprofile für den Hoch- und Tiefbau, die Landwirtschaft, den Wasserbau, das Straßenwesen sowie für den Garten- und Parkbereich hergestellt. Das Endprodukt dieser Technologie ist ein neuer Werkstoff, der zwar viele Eigenschaften von Kunststoffen aufweist, allerdings durch die Vermischung unterschiedlicher Kunststoffsorten und durch die enthaltenen Fremdstoffe, wie z.B. Etikettenreste, nicht mit Primärkunststoffen vergleichbar ist. Das nach diesem Verfahren erzeugte Material steht vorwiegend in Konkurrenz mit Beton, Stahl, Aluminium und Holz sowie mit einigen Kunststoffprodukten /6/.

Einen anderen, interessanten Weg zur Verwendung von anfallenden Sekundärrohstoffen in Form von Granulaten, der in seiner Qualität unter dem des Primärrohstoffs liegt, zeigt ein in Genf angesiedeltes Unternehmen auf.

Ausgehend von Polyethylen geringer Dichte (PE-LD), dem 1990 in Europa meistproduziertem Kunststoff, wird gezeigt, wie durch Einsatz dieses Kunststoffs den ausufernden Kosten bei Neubau und Sanierung von Fahrbahnen dadurch entgegengetre-

ten werden kann, indem man den Verschleiß der Verkehrswege mindert. Dies soll durch den Einsatz von PE-LD-Abfällen als Zuschlagstoff für den Straßenbau bewerkstelligt werden. Diese als Granulat vorliegenden Abfälle werden der Asphaltmischanlage noch vor der Zugabe von Bitumen dem auf 220°C aufgeheiztem Gestein zugegeben. Durch die so erfolgte Anreicherung des Straßenbelags durch PE-LD werden beachtliche Qualitätsverbesserungen der Fahrbahnbeläge erreicht, wie anhand mehrerer Teststrecken in Österreich, der Schweiz, Frankreich und den USA gezeigt wurde /3/. Da jedoch Fahrbahnbeläge je nach Belastungsgrad unterschiedliche, jedoch immer endliche Lebensdauern haben, stellt sich bei diesem Verfahren die Frage, ob die so angereicherten Straßenbeläge in der im Straßenbau etablierten Art und Weise oder mit Hilfe eines ähnlichen Verfahrens wiederverwertet werden können.

2.2 Rohstoffliches Recycling von Kunststoffen am Beispiel der Hydrolyse

2.2.1 Allgemeines

Beim katalytischen Cracken entstehen niedrigmolekulare Verbindungen, die mehr Wasserstoff enthalten, als die höhermolekularen, die schließlich bei weitgehender Verarmung an Wasserstoff Koks bilden. Um dieser Verarmung vorzubeugen, setzt man Wasserstoff hinzu; man spricht von Hydrolyse. Die Hydrolyse, auch Hydrocracken oder spaltendes Hydrieren genannt, stellt ebenfalls ein katalytisches Abbauverfahren dar. Das Hauptziel dieses Verfahrens ist die Umwandlung hochsiedender Fraktionen in hochwertige Öle, Mitteldestillate und Flüssiggas bei hohen Temperaturen und Wasserstoffpartialdrücken. Wie bei den bisher genannten Verfahren auch, führen zu hohe Temperaturen zu Koksablagerungen am Katalysator und damit zu dessen Deaktivierung. Abweichend von anderen Crackverfahren verläuft das Hydrocracken exotherm. Der Abbau prozeß wird durch die thermische Spaltung eingeleitet, anschließend liegt eine konkurrierende Abbaureaktion von hydrolytischer Spaltung und Isomerisierung (Isomer = chemische Verbindung gleicher Summenformel und verschiedenen Eigenschaften durch unterschiedliche Strukturformel) vor.

Die bei der Hydrolyse eingesetzten Katalysatoren werden als bifunktionelle Katalysatoren bezeichnet, d.h. sie besitzen eine hydrierende und eine crackende Funktion. Es sind Metalle, wie Vanadium, Molybdän, Wolfram, Nickel, Cobalt, Platin oder Palladium auf nichtmetallischem Trägermaterial (saure Aluminiumsilikate). Der metallischen Komponente kommt dabei die hydrierende, dem Träger die crackende Wirkung zu.

Die Prozeßbedingungen sind in besonderem Maße abhängig vom Ausgangsmaterial. Die Zusammensetzung des Feeds wiederum bestimmt die Wahl des Katalysators. So ist beispielsweise bei schwefelhaltigem Edukt ein Co/Mo- bzw. ein Ni/W-Katalysator zu verwenden, während Pt- und Ni-Katalysatoren vom Schwefel "vergiftet" würden. Stark saure Katalysatoren sind ihrerseits empfindlich gegenüber organischen Stickstoffverbindungen, da diese bei Hydrocrackbedingungen zu Ammoniak abgebaut werden, welches die Neutralisation der sauren Zentren bewirkt. Die Prozeßbedingungen werden allgemein mit 300-350°C und 150 bar, bzw. 70-150 bar angegeben. Die hohen Drücke sind zur Vermeidung einer schnellen Katalysator-Verkokung erforderlich.

Bei hochsiedenden Fraktionen ist ein ideales Hydrocracken, d.h. cracken bei hoher Aktivität der Redox- und Säurekomponente des Katalysators, nicht mehr möglich; die Redox- als auch die Säurekomponente werden in ihrer Aktivität durch Koksablagerungen (ggf. auch "Katalysator-Vergiftungen") stark herabgesetzt. Um solche Fraktionen/Rückstände dennoch abbauen zu können, bedarf es schärferer Prozeßbedingungen. Hier werden Drücke von 140-200 bar sowie Temperaturen größer 430°C benötigt. Bei diesen Temperaturen treten die Spaltreaktionen gegenüber der Isomerisierung immer mehr in den Vordergrund. Als Beispiel für ein Hydrocrackverfahren für Rückstände sei hier das "Isomax-Verfahren" genannt.

Hydrolyseverfahren werden häufig als mehrstufige Festbettreaktoren ausgelegt (s.a. "Isomax Verfahren"). Die erste Stufe dient dabei vornehmlich der Eliminierung auftretender Katalysatorgifte sowie von Heteroverbindungen, die die Produktqualität nachteilig beeinflussen können /7/.

2.2.2 Stand der Technik

In [7] werden zwei Verfahren zum hydrolytischen Abbau von Kunststoffen genannt. Zum einen hat die BAYER AG, Leverkusen, eine Möglichkeit zur Umwandlung von Polyurethan, Polyamid, Polycarbonaten sowie Polyester in niedermolekulare Bestandteile vorgestellt. Diese Bestandteile dienen erneut der Kunststoffproduktion als Ausgangsmaterial. Zum Verfahrensablauf sowie über die Prozeßbedingungen werden keine Angaben gemacht.

Das zweite Verfahren wurde von der RWE Gesellschaft für Forschung und Entwicklung mbH beschrieben. Hierbei werden die zu spaltenden Kunststoffabfälle zunächst zusammen mit Ölen zu einer Maische vorbereitet. Die anschließende Hydrolyse erfolgt dann bei Temperaturen bis zu 500°C sowie Drücken bis zu 400bar.

Im Reaktor findet ebenfalls die Absättigung von Chlor, Schwefel, Stickstoff und Sauerstoff durch Wasserstoff statt. Als Hauptprodukte werden Kohlenwasserstoffe im Siedebereich von Benzin bzw. Mittelöl erhalten. Die Produktausbeute schwankt dabei - in Abhängigkeit des Feeds (Edukt) - zwischen 60-80% der genannten Fraktionen.

Als Besonderheit dieses Verfahrens gegenüber der Pyrolyse besitzen hydrolytisch gespaltene Öle aliphatischen (aliphatische Verbindungen sind organische Verbindungen mit offenen Kohlenstoffketten), weniger aromatischen (aromatische Verbindungen sind organische Verbindungen mit ringförmigen (Benzol-)Molekülen) Charakter. Ebenso interessant ist die gleichzeitige Verwertung von Kunststoffen zusammen mit polychlorierten Biphenylen (PCB's) sowie mit Farb- und Lackresten. Gerade PCB's, die z.B. in großen Mengen in alten Transformatoren anfallen, wurden bis heute aufgrund ihrer außerordentlichen Toxizität hauptsächlich in unterirdischen Sondermülldeponien angenommen. Durch ihre Verwertung kann weiterer Deponieraum eingespart werden.

Seit 1992 wird bei der VEBA Oel regelmäßig Kunststoff rohstofflich verwertet. Basierend auf dem von BERGIUS/PIER entwickelten Prinzip der Hochdruckhydrierung im Sumpfpfasenreaktor entstand das Veba-Combi-Cracking- (VCC-)Verfahren.

Die Verwertung von Altkunststoffen (ca. 5% der Maische) geschieht hierbei zusammen mit einem

Vakuumrückstand der Erdölaufbereitung. Die Kohlenwasserstoffe werden thermisch aufgespalten und durch Wasserabsättigung in Benzin oder Diesel überführt. Die im Kunststoff enthaltenen Heteroverbindungen werden, wie bei den anderen Verfahren auch, in ihre Wasserstoff-Form überführt und abgespalten.

Der Sumpfpfasenreaktor - ein einbautenfreier Blasensäulenreaktor - wird bei Temperaturen zwischen 440-480°C und einem Druck von 150-250bar gefahren. Aufgrund der starken Exothermie des Prozesses erfolgt die Temperaturführung über ein Kaltgas-Quenchsystem.

Über die bei diesem Verfahren erzielbaren Produktausbeuten werden keine konkreten Angaben gemacht, die Flüssigproduktausbeute soll allerdings sehr hoch sein.

2.3 Energie-Rückgewinnung aus Kunststoffen

Ökologische und ökonomische Betrachtungen zu der Entsorgung von Kunststoffen werden die Verbrennung unter Ausnutzung der gespeicherten Energie immer mit einschließen. Da der Einsatz von gebrauchten Kunststoffen als Brennstoff jedoch in der Vergangenheit weder bei der Planung von Verbrennungsanlagen noch bei der Markteinführung der Kunststoffe berücksichtigt wurde, bedarf es deshalb der Prüfung unterschiedlicher Fragen. Die brennstofftechnischen Fragen beziehen sich dabei auf das Brennverhalten, die Emissionen, den Ausbrand, etc. von Kunststoffabfällen in bestehenden Anlagen (Müllverbrennungsanlagen). Eine weitere Art der Fragestellung zielt auf die Möglichkeiten der Modifikation der Kunststoffe bereits bei der Compoundierung, um so eine schadstoffärmere thermische Entsorgung zu ermöglichen.

Mögliche Technologien zur Kunststoffverbrennung bieten die Themenkreise

- Mono-Verbrennung in Wirbelschichten
- Co-Verbrennung mit fossilen Brennstoffen in Wärme-/Kraftanlagen und in
- Hausmüllverbrennungsanlagen (MVA)

Die Mono-Verbrennung von Kunststoffen ist technologisches Neuland. Für die Untersuchung der Mono-Verbrennung wurde deshalb die Wirbelschichtverbrennung als Verbrennungstechnologie gewählt. Sie bietet die Verfügbarkeit in großen

kommerziellen Einheiten > 100 MW, große effiziente Wärmeaustauschflächen und die Möglichkeit der in-situ Neutralisation durch Kalk-Addition. Pilotversuche zu diesem Verfahren starten z.B. im Januar 1994 in Japan.

Die Versuche zur Co-Verbrennung von ICI England und NESTE Finnland haben gezeigt, daß bei richtiger Feuerungsführung keine Emissionsüberschreitungen zu erwarten sind.

Die Verbrennung des Kunststoffes als Teil des Hausmülls in den existierenden Hausmüllverbrennungsanlagen (MVA) ist die einzige in diesem Augenblick vorhandene großtechnische und wohl auch kostengünstigste Entsorgungsschiene. Der Energiebeitrag des gebrauchten Kunststoffes zur Verbrennung in MVA ist, wie Verbrennungsrechnungen zeigen, wünschenswert. Experimentelle Untersuchungen dazu wurden in der Pilotanlage TAMARA des Kernforschungszentrums Karlsruhe durchgeführt. Es wurde gezeigt, daß bei geregelter Verbrennungsführung und mit den heutzutage zur Verfügung stehenden Rauchgasreinigungsanlagen die thermische Entsorgung von Kunststoffen sinnvoll durchzuführen ist /8/.

3 Geplante Vorgehensweise am Institut

Im Institut für Maschinenwesen soll die Hydrolyse als Verfahren zum Erreichen von rohölähnlichen Substanzen als Produkte des Recycling-Verfahrens in der zweistufigen Ausführung weiterverfolgt werden.

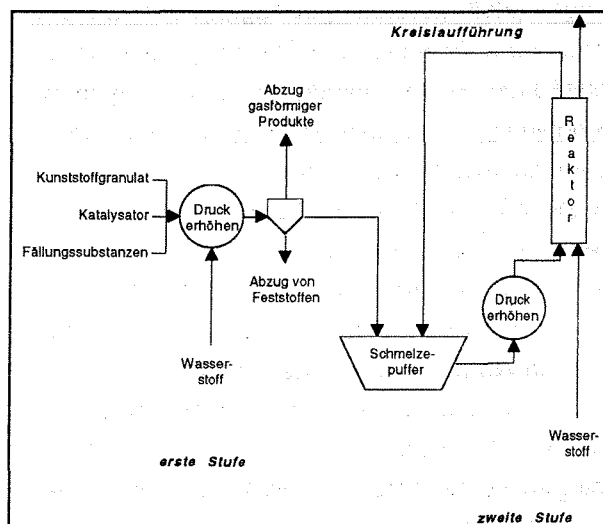


Bild 3.1 Schematische Darstellung des Aufbaus des geplanten Reaktionsverdichters

Die Zielvorgabe einer rohölähnlichen Substanz als

Produkt des Recycling-Prozesses resultiert aus dem Wunsch, einen geschlossenen Produktkreislauf entstehen zu lassen. Dies läßt sich aber nur verwirklichen, wenn der durch das Recycling entstandene Sekundärrohstoff dem Primärrohstoff der Kunststoffe, also Rohöl, ähnelt.

Eine schematische Darstellung der zu entwickelnden verfahrenstechnischen Maschine, mit der dieses Verfahren umgesetzt werden soll (nachfolgend Reaktionsverdichter genannt), ist in **Bild 3.1** dargestellt.

Die erste Stufe, das Hydrotreating, auch raffinierende Hydrierung genannt, dient dabei in erster Linie der Entfernung von Verunreinigungen. Als Verunreinigungen können hier Schwefel-, Stickstoff-, Sauerstoff- und Chlorverbindungen verstanden werden, die durch Überführung in ihre Wasserstoffverbindung meist gasförmig aus dem Prozeß geschleust werden können. Die chemische Umsetzung in die Wasserstoff-Form geschieht durch ein mildes Hydrieren an Katalysatoren /7/. In zweiter Linie dient das Hydrotreating dem Abbau von Polymeren als Vorstufe zum eigentlichen Hydrocracking.

Diese erste Stufe beinhaltet die kontinuierliche Zuführung des Kunststoffgranulats, die Zudosierung des für die Prozeßstufe des Hydrotreatings notwendigen Katalysators und die Zuführung der je nach aufgegebenem Kunststoffgranulat notwendigen Fällungssubstanzen sowie im Bereich der Druckzone die Zuführung von Wasserstoff. Um beispielsweise die durch den zugegebenen Prozeßwasserstoff entstandenen Verbindungen wie Chlorwasserstoff oder Ammoniak vom Kreislaufwasserstoff zu trennen, erscheint die Möglichkeit der Fällung (Neutralisation) mit Alkali-/Erdalkali-Metallen (z.B. Natrium) am günstigsten /7/. Die kontinuierliche Zuführung von Kunststoffgranulat, Katalysatorpellets und gegebenenfalls auch Fällungssubstanzen in ein System, welches bei Temperaturen von bis zu 400°C und einer Wasserstoffatmosphäre unter Druck steht, führt zu erheblichen sicherheitstechnischen Anforderungen. In der konstruktiven Ausführung ist deshalb darauf zu achten, daß es zu keinerlei unkontrolliertem Austritt von Prozeßwasserstoff kommt.

Das Kunststoffgranulat wird unter Zuführung eines

definierten Wärmestroms auf Temperaturen zwischen 350°C und 400°C erhitzt, dadurch geschmolzen und mit den anderen Stoffen vermischt, dabei erfolgt eine gleichzeitige Druckerhöhung auf den erwünschten Reaktionsdruck, der bei 25 - 60 bar liegt. Parallel zur Druckerhöhung werden mehrere Prozessschritte gleichzeitig durchgeführt. Zwei dieser Prozessschritte sind der thermische und der mechanische Abbau der Polymere. Ein weiterer, gleichzeitig ablaufender Schritt ist die Zugabe von Wasserstoff. Der zugegebene Wasserstoff bewirkt in Verbindung mit dem Katalysator einen chemischen Abbauprozess des aufgegebenen Kunststoffes. Alle aufgegebenen Substanzen werden im Bereich der Druckzone miteinander für die Dauer der einstellbaren Verweilzeit vermischt. Die Verweilzeit resultiert aus der durch den Chemismus vorgegebenen Raumgeschwindigkeit, deren Betrag in der Größenordnung von $2 - 20 \text{ h}^{-1}$ liegt.

Als Abschluß der ersten Stufe folgt eine Einheit, die dem Ausschleusen der festen Substanzen wie der Katalysatorpellets, der Fällungssubstanzen und der evtl. anfallenden Verunreinigungen (z.B. Folienreste) dient. Der an dieser Vorrichtung kontinuierlich anstehende Massenstrom des Zwischenproduktes, welches durch den Prozeß des Hydrotreatings entstanden ist, wird dabei von seinen festen Bestandteilen gereinigt. Vereinfachend auf diesen Vorgang wirkt sich dabei die bereits in der ersten Stufe des Reaktionsverdichters erreichte Viskositätserniedrigung durch die Depolymerisation aus. Die Feststoffe werden an dieser Stelle entweder kontinuierlich oder chargenweise dem anfallenden Volumenstrom des Zwischenprodukts entzogen. Der so entstehende Feststoffstrom kann dabei in seine drei Komponenten (Katalysator, Fällungssubstanzen, Verunreinigungen) fraktioniert werden. Die Fraktionen Katalysator und Fällungssubstanzen können dadurch, gegebenenfalls nach Durchlaufen einer notwendigen Aufbereitungsstufe, wieder dem Prozeß zugeführt werden, die anfallenden Verunreinigungen müssen entsorgt werden.

Ebenfalls anfallende gasförmige Zwischenprodukte werden abgezogen und einer Weiterverarbeitung oder Entsorgung zugeführt. In einer Ausbaustufe kann der dabei anfallende überstöchiometrische

Wasserstoff von den restlichen Gasen getrennt werden, um dem Prozeß nach einer Aufbereitungsstufe wieder zugeführt werden zu können. Der so gereinigte Produktstrom der ersten Stufe wird abschließend in einen Schmelzepuffer geleitet. Sowohl die Filtervorrichtung als auch der Schmelzepuffer werden aus sicherheitstechnischen Gründen gasdicht und druckfest ausgeführt und mit einer Heizung versehen, um zu verhindern, daß durch eine undefinierte Temperierung des zu transportierenden Mediums die Kontinuität des Prozesses negativ beeinträchtigt wird.

Der Schmelzepuffer dient als Basis für den unabhängigen Betrieb der beiden Stufen des Reaktionsverdichters voneinander. Es besteht so die Möglichkeit, nur die erste Stufe zu betreiben, und die dabei entstehenden Zwischenprodukte in dem Schmelzepuffer zu speichern, oder aber den Betrieb der zweiten Stufe durch die vorhandene Kapazität des Schmelzepuffers aufrecht zu erhalten. Als dritte Möglichkeit steht der konventionelle Betrieb der zweistufigen Hydrierung offen. Diese drei unterschiedlichen Betriebsweisen des Reaktionsverdichters sollen ideale Betriebszustände für den Laborbetrieb ermöglichen.

In der zweiten Stufe des in Bild 3.1 dargestellten Schemas des Reaktionsverdichters läuft die eigentliche Hydrocrack-Reaktion bei einer Prozeßtemperatur von 250 - 280°C und einem Druck von 150 - 250 bar ab [7]. Diese zweite Stufe ist als Kreislauf konzipiert, um eine flexible Einstellung des Verweilzeitverhaltens bei geringer Baugröße dieser Stufe zu erreichen.

Nach dem Austritt aus dem Schmelzepuffer wird die zu depolymerisierende Kunststoffschmelze über eine Fördervorrichtung auf ein den Reaktionsbedingungen entsprechendes Druckniveau von 150 bar bis maximal 250 bar gebracht. Die Kunststoffschmelze tritt mit diesem Druck in den Reaktionsraum ein. Der notwendige Prozeßwasserstoff wird ebenfalls auf das notwendige Druckniveau gebracht und in den Reaktionsraum eingespeist.

Der Hydrocrack-Prozeß ist wie der Hydrotreating-Prozeß ein katalytisch ablaufender Prozeß, allerdings verbietet das vergleichsweise hohe zu erreichende Druckniveau die gleiche Vorgehensweise wie in der ersten Stufe. Das heißt, daß Aufgeben

des notwendigen Katalysators in Form von Pellets vor der Druckerhöhung und damit das Durchlaufen der Pellets durch diese Druckstufe ist in diesem Fall durch die durch die Pellets entstehende hohe mechanische Belastung innerhalb der Druckstufe nicht vorgesehen. Eine Anordnung des Katalysators als Bett innerhalb des Reaktionsraums ist für diesen Fall ideal. Basierend auf reaktionstechnischen Anforderungen wird dabei durch eine entsprechende Gestaltung des Katalysatorbettes gewährleistet werden, das sich der Wasserstoff mit der Kunststoffschmelze annähernd ideal vermischt und gleichzeitig mit einer möglichst großen katalytischen Oberfläche in Kontakt kommt.

Nach Austritt aus dem Reaktor wird ein durch die erwünschte Verweilzeit und somit durch das eingestellte Kreislaufverhältnis definierter Volumenstrom flüssigen Produkts abgezogen. Gleichzeitig werden anfallende gasförmige Produkte abgezogen. Auch hier besteht, wie in der ersten Stufe, die Möglichkeit, in einer Ausbaustufe den dabei anfallenden überstöchiometrischen Wasserstoff von den restlichen Gasen zu trennen, um ihn dem Prozeß nach einer Aufbereitungsstufe wieder zuzuführen. Der nicht abgezogene Volumenstrom flüssigen Produkts wird wieder in den Schmelzepuffer geleitet. Damit wird der Kreislauf der zweiten Stufe geschlossen.

4 Zusammenfassung

Spätestens seit dem Inkrafttreten der deutschen Verpackungs-Verordnung im Juni 1991 ist das Recycling von Kunststoffen in aller Munde. Der auf die jährlich anfallende Menge von ca. 120 Mio. t gestiegene, weltweite Verbrauch von Kunststoffen führt allein in Deutschland zu einer Pro-Kopf-Menge von 61,3 kg Kunststoff. Um diesen Mengen gewachsen zu sein, sind ausreichende Recyclingkapazitäten vonnöten, die in einer entsprechend progressiven Technologie verwurzelt sind. An Technologien stehen derzeit drei prinzipiell verschiedene zur Auswahl, das energetische Recycling von Kunststoffen, das materielle Recycling von Kunststoffen und das rohstoffliche Recycling von Kunststoffen.

Das Institut für Maschinenwesen beschäftigt sich im Rahmen des Sonderforschungsbereichs 180 mit dem rohstofflichen Recycling von Kunststoffen,

mit dem Ziel, als Produkt des Recyclingvorgangs eine rohölähnliche Substanz zu erhalten, die in konventionellen petrochemischen Anlagen eingesetzt werden kann. Deshalb wird im Rahmen eines Teilprojektes eine verfahrenstechnische Maschine für die zweistufig auszuführende Hydrolyse von Kunststoffabfällen entwickelt.

5 Literatur

- /1/ VDI-Nach. Nr.37 17. Sept. 1993
- /2/ Klaus Kanoffsky; BASF Presseinformation "PVC und seine wirtschaftliche Bedeutung" 3. Dez. 1992
- /3/ Ulrich Winkler; Umwelt Bd.23 (1993) Nr. 6 Juni
- /4/ W. Michaeli, M. Bittner; Chem.-Ing.-Tech. 64 (1992) Nr.5 S.422-429
- /5/ Thyssen Henschel; Verfahrenstechnik 27 (1993) Nr. 1-2
- /6/ R. Köbrunner; Kunststoffe 81 (1991); Heft 4
- /7/ J. Schünemann, Diplomarbeit 1993, Institut für Maschinenwesen, "Untersuchung und Bewertung verschiedener Verfahren des chemischen Recyclings von Kunststoffen"
- /8/ Dr. Frank Mark, Vortrag über Energie-Rückgewinnung aus Kunststoffen, GVC Jahrestreffen der Verfahrensingenieure in Nürnberg, 05.10.1993

Anwendung der Fehlerbaumanalyse zur Optimierung von verfahrenstechnischen Anlagen

Hartmann, D.

Die Optimierung und Weiterentwicklung von Maschinen und Anlagen stellt einen überwiegenden Teil der konstruktiven Überlegungen bei der Projektierung verfahrenstechnischer Anlagen dar. Dabei werden Grundlagen und Konzepte verwendet, die teilweise schon mehrere Jahrzehnte alt sind, die dann auf neue, veränderte Aufgabenstellungen angewendet werden. Die Anwendung der vorhandenen, gewachsenen Erfahrungen auf die jeweilige Aufgabenstellung ist ein besonderes Problem. Im folgenden Artikel wird eine Methodik vorgestellt, die zur Erfassung und Darstellung von konstruktiven Überlegungen dient. Sie wurde im Rahmen einer Optimierung von vorhandenen Anlagen entwickelt und erfolgreich angewendet.

1 Einleitung

Ziel dieser Arbeit war eine Erhöhung von Verfügbarkeit und Lebensdauer einer Anlage zur Rauchgasreinigung unter Berücksichtigung der firmenspezifischen Gegebenheiten. Beim Funktionsprinzip der Anlage handelt es sich um ein in anderen Bereichen seit langem bekanntes Verfahren, dessen Anwendung auf die Rauchgaswäsche ausgedehnt wurde. Hier wird es ebenfalls schon seit mehreren Jahren angewendet. Da es durch erhöhte Anforderungen und Betriebsbedingungen bei einigen Anlagen zu Ausfällen kam, die die Betreiber nicht akzeptieren, sollte die Anlagen konstruktiv überarbeitet werden.

Dazu sollte durch eine systematische Analyse der

verfahrens- und maschinentechnischen Parameter, der Ausfallursachen und der Erfahrungen über vorhandene Anlagen eine Basis für die gezielte Optimierung der Anlage gelegt werden. Diese Informationen wurden übersichtlich dargestellt, um die weiteren Arbeitsschritte der Optimierung transparent und nachvollziehbar zu gestalten. Auf Grundlage dieser Informationen wurden dann detailliert Verbesserungen vorgeschlagen. Als Ergebnis entstand neben optimierten Konstruktionen auch eine Systematik zur Erfassung der Informationen über diese Anlage. Verkürzt heißt dies:

- es sollten Ursachen und Einflußgrößen für an diesen Anlagen auftretende Störungen festgestellt und übersichtlich dargestellt werden,
- es wurden Vorschläge für konstruktive Änderungen erarbeitet,
- der Übergang von Problemen zur Lösung sollte transparent dargestellt werden.

Die Betrachtung bezog sich dabei auf "prinzipiell funktionierende" Anlagen. Es fand keine Verfah-

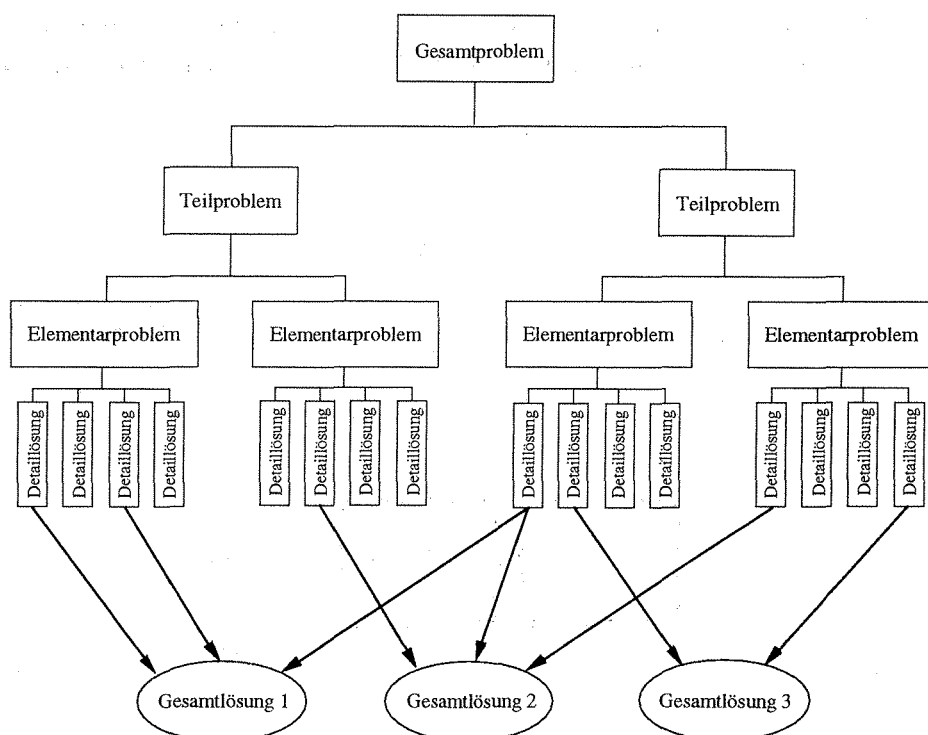


Bild 2.1 Problembaum als Hilfsmittel zur Lösungsfindung

Strukturnummer
Verweis auf Problembaum.

laufende Nummer im Problemkatalog

Beschreibung des Problems
Bei Teilproblemen und Elementarproblemen.

Betroffene Anlagen
Anlagenarten oder Standorte, die von diesem Problem betroffen sind.

Betroffene Scheiben
Typen von Zerstäuberscheiben und Flüssigkeitsverteiler, die von diesem Problem betroffen sind.

Strukturnummer: 1.2.1.2.1	Bildung ausreichend großer Inkrustierungsmassen		Relevanz: +++
Nr. Nummer: 56			
Beschreibung: Die Menge der zur Inkrustierungsbildung erforderlichen Reaktanden ist prinzipiell unbegrenzt. Darum ist die gebildete Inkrustierungsmenge beispielsweise durch entsprechende Beschränkung des Reaktionsortes (bzw. dessen Volumen oder der Reaktionsflächen) zu begrenzen.			
Betroffene Anlagen: Vorallem jene Anlagen, in denen das Zusatzwasser aus vorgeschalteten Wäschesystemen stammt.			
Betroffene Scheiben: Alle. Alle Flüssigkeitsverteiler.			
Detaillierung	Teilproblem	Detaillierung	
		G18	

Relevanz / Wirkung des Problems auf das Betriebsverhalten

Benennung des Problems

Detaillierung:
Verweis auf Detaillösung bei Elementarproblemen (wie hier!).
Verweis auf untergeordnete Teilprobleme (sonst).

Bild 2.3: Formular für Problembeschreibung

eine Anzahl Teilprobleme aufgegliedert werden, welche ihrerseits ebenfalls in Teilprobleme aufgeteilt werden können. Dies geschieht so oft, bis ein weiteres Unterteilen unmöglich wird bzw. nicht mehr sinnvoll erscheint. Der Aufbau erfolgt dabei von recht abstrakten Teilproblemen auf einer hohen Ebene bis hinunter zu konkreteren weiter unten. Auf allen Abstraktionsebenen soll jedes Teilproblem beschrieben und hinsichtlich seiner Relevanz bewertet werden. Zur Problembeschreibung werden zwei Darstellungsformen verwendet: Eine graphische orientiert, die die Problemstruktur als Baum beschreibt (vgl. Bild 2.2) und ein Problemerkfassung in Katalogform mit Hilfe eines entsprechenden Formulars, das in **Bild 2.3** dargestellt ist. Beide Darstellungsformen haben Vor- und Nachteile und ergänzen sich. Die Darstellung als Baumstruktur wie in Bild 2.2 erleichtert den Überblick über die Gesamtproblematik, da alle auftretenden Probleme und die Zusammengänge übersichtlich dargestellt sind. Bereits im Baum erfolgt eine Grobwertung der Problem hinsichtlich ihrer Relevanz und Bedeutung, um so Schwerpunkte für die Bearbeitung einzelner Äste festlegen zu können. Bei

den Wurzeln des Baumes kann zwischen drei Problemarten unterschieden werden:

- werkstofftechnische,
- gestalterische und
- verfahrenstechnische Probleme.

Zu diesen Elementarproblemen erfolgt dann ein Verweis auf die Lösungsmöglichkeiten, die in einem Lösungskatalog (**Bild 2.4**) zusammengefaßt sind. Mittels der Strukturnummer, wird ebenfalls auf die detaillierte Problembeschreibung im Katalog verwiesen (Bild 2.3). Hier erscheint die Problembeschreibung, die ergänzt wird um Angaben über die betroffenen Anlagen und über die in dieser Anlage verwendeten Komponenten, die im Zusammenhang mit dieser Untersuchung von besonderer Bedeutung waren.

Auf diese Weise kann das Wissen über die Anlage strukturiert dokumentiert werden und ist auch bei späteren Anpassungen und Verbesserungen verfügbar.

2.2 Lösungsbeschreibung

Die Beschreibung der Lösungsvorschläge erfolgt in einem Katalog (Bild 2.4), der den Charakter der

(primärer) Charakter dieser Detaillösungen

laufende Nummer im Lösungskatalog

Referenzen
Verweis auf die tangierten Elementarprobleme im Problembaum / -katalog.

Lösung
Beschreibungen der hier zusammengefaßten Detaillösungen.

Gestalterische Lösungen	Bildung ausreichend großer Inkrustierungsmassen am Flüssigkeitsverteiler unterbinden	
G18	Referenzen: 1.2.1.2.1	Wirkung: +++
Lösung: Als "Reaktionsorte" erkannte Bereiche, wie hier der freie Raum unterhalb des Flüssigkeitsverters, sollten vermieden oder vielleicht ganz vermieden werden. Abhilfe: Neugestaltung von Zerstäuberscheibe "und" Flüssigkeitsverteiler unter den genannten Gesichtspunkten. Bei der Neugestaltung von Zerstäuberscheibe und Flüssigkeitsverteiler sollten feststehende Flächen abgedeckt werden. So ist beispielsweise die Flüssigkeitsverteilerunterseite als "Reaktionsort" einzuordnen! Inkrustierungen abtragen. Beim Entwurf von Abtrage- (Bürsten, Schaber, etc.) oder Spüleinrichtungen (Düsen) sind die beengten Platzverhältnisse zu berücksichtigen! Dies gilt zumindest für die derzeit gebauten "geschlossene" Scheiben. Die Anordnungsmöglichkeiten im Absorber sind äußerst begrenzt.		Realisierung: +++ +++ ...

Benennung dieser Detaillösung (Oberbegriff gemäß Ziel)

Relevanz / Wirkung des wichtigsten Elementarproblems (s. links) auf das Betriebsverhalten

Realisierung
Bewertung der jeweiligen Detaillösung hinsichtlich seiner Umsetzbarkeit.

Bild 2.4: Formular für Lösungskatalog

Lösung erfaßt, die Relevanz des Problems wiederholt und eine Grobbewertung hinsichtlich der Realisierung beschreibt.

3. Zusammenfassung

Für die langfristige Dokumentation von Überlegungen und Erfahrungen bei der Konstruktion und beim Betrieb von komplexen Anlagen ist es notwendig, auftretende Probleme, ihre Lösungsansätze übersichtlich zu strukturieren. Bei der konstruktiven Optimierung einer Anlage zur Rauchgasreinigung, wurde eine Methode entwickelt, die es ermöglicht, die Probleme in einer Baumdarstellung und in einem detaillierten Katalog zu erfassen. Die Verbindung der Detailproblem zu Lösungsvorschlägen wird transparent gemacht und stellt ein wesentliches Hilfsmittel bei der Diskussion von Problem und Lösungen dar.

Literatur

- /1/ DIN 25 424: Fehlerbaumanalyse, Methode und Bildzeichen, Beuth Verlag 1981
- /2/ DIN 25 419: Ereignisablaufanalyse, Verfahren, graphische Symbole und Auswertung, Beuth Verlag 1985
- /3/ Pilz, V.: Sicherheitsanalysen zur systematischen Überprüfung von Verfahren und Anlagen - Methoden, Nutzen und Grenzen; Chem.-Ing.-Tech. 57 (1985) Nr. 4, S. 289-307
- /4/ Eisenächer, K.; u.a.: Qualitätssicherung im Anlagenbau; Chem.-Ing.-Tech. 65 (1993) Nr. 7, S. 797-801
- /5/ Blaß, E.: Entwicklung verfahrenstechnischer Prozesse, Salle + Sauerländer, Frankfurt am Main 1989

Systemkonzept zur prozeßgerechten Toleranzaufteilung bei Bauteilpaarungen

Holland, M.

Die Mehrzahl der Produkteigenschaften und -merkmale werden durch die Entwicklung und Konstruktion festgelegt. Hierzu ist es notwendig, dem Konstrukteur eine geeignete Arbeitsumgebung zur Verfügung zu stellen, die die Nutzung von Informationen aus den nachgelagerten Bereichen ermöglicht. Am Beispiel der Toleranzfestlegung im Konstruktionsprozeß wird ein Konzept zur prozeßgerechten Toleranzaufteilung vorgestellt. Hierbei erfolgt die Einbindung von Prozeßgenauigkeitsinformationen in einen bereichsübergreifenden Regelkreis.

1. Einleitung

Für die Konstruktion steht das Erreichen einer hohen Produktqualität (-gemessen an den Kundenwünschen-) im Vordergrund. Hierzu ist es notwendig, dem Konstrukteur eine geeignete Arbeitsumgebung zur Verfügung zu stellen, die die Nutzung von Informationen aus den nachgelagerten Bereichen in einer für ihn geeigneten Art und Weise ermöglicht.

Nur so können unternehmensspezifische Merkmale der Produktion zur Erhöhung der Produktqualität und damit der Wettbewerbsfähigkeit genutzt werden. Die Fertigungsmöglichkeiten können beachtet werden, wenn dem Konstrukteur geeignete Informationen aus der Fertigung in verdichteter Form zur Verfügung gestellt werden (**Bild 1**).

Verdichtet bedeutet in diesem Zusammenhang die Ableitung entsprechender Kennwerte, die für die Produktgestaltung von Bedeutung sind.

2. Toleranzfestlegung in der Konstruktion

Die Ableitung entsprechender Kennwerte kann am Beispiel der Toleranzfestlegung in der Konstruktion verdeutlicht werden. Bei der Tolerierung geometrischer Merkmale (z. B. der Durchmesser einer Welle) steht die Funktionserfüllung an erster Stelle (**Bild 1**).

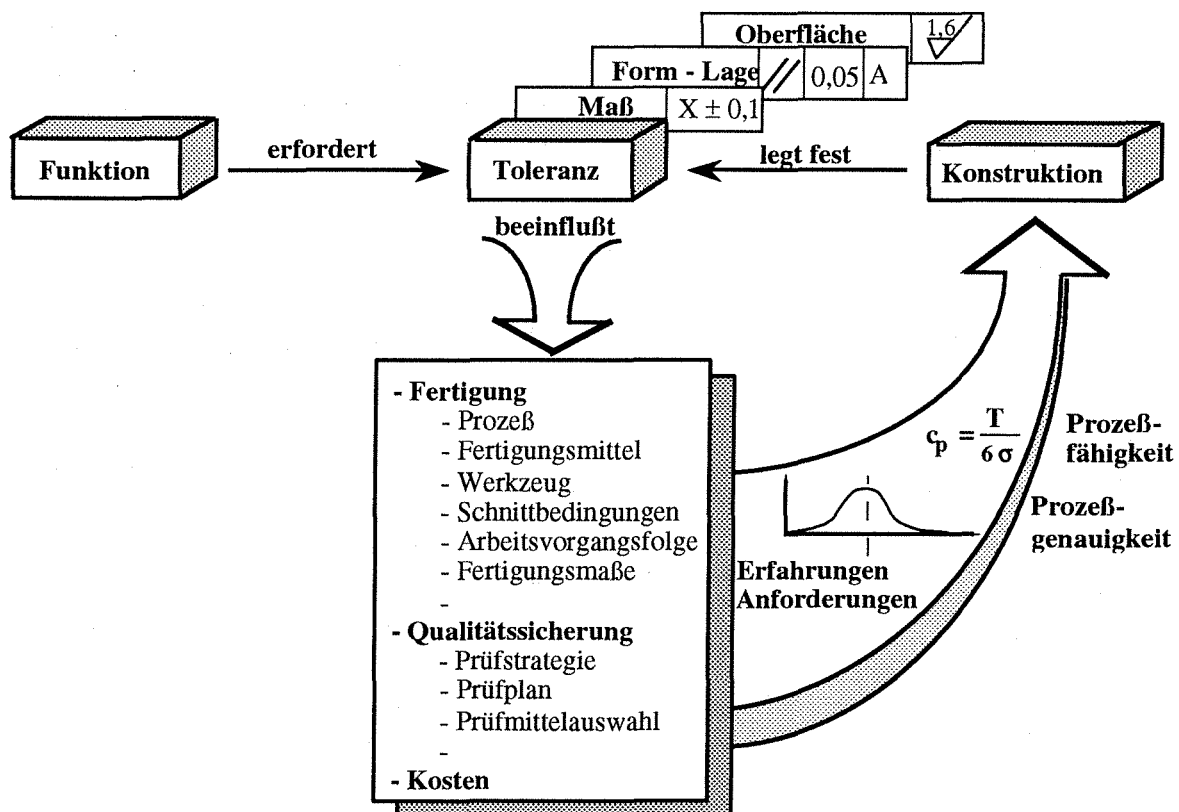


Bild 1 Toleranzfestlegung im Konstruktionsprozeß

Für ein bestimmtes Lösungsprinzip ist das Einhalten einer funktional erforderlichen Toleranz notwendig. Gleichzeitig beeinflusst die geforderte Toleranz die nachgelagerten Bereiche. Zum Beispiel müssen für ihre Einhaltung und Überprüfung spezielle Fertigungs- und Meßprozesse eingesetzt werden. Nicht zuletzt werden auch die Kosten beeinflusst. Um Aussagen über die Fertigungsgerechtigkeit von Toleranzen zu machen, sind für den Konstrukteur Einzelinformationen wie die Prozeßgenauigkeit, d. h. die statistische Verteilung der Fertigungstoleranzen eingesetzter Fertigungsmittel und Fertigungsprozesse, nicht von Bedeutung. Die hieraus abgeleitete Prozeßfähigkeitskennzahl ($C_p = T/6\sigma$) /1,2/ ist dagegen für den Konstrukteur relevant (Bild 1). Der C_p -Wert (Process Capability) definiert die Wahrscheinlichkeit für die Einhaltung einer bestimmten Toleranz T durch die Fertigung. Hierzu wird die Streuung des Fertigungsprozesses als die Breite des 6σ Intervalls der zugehörigen Verteilung ($6\sigma = 99,73\%$ bei Normalverteilungen) beschrieben und mit der zulässigen Toleranz T ins Verhältnis gesetzt (Bild 2).

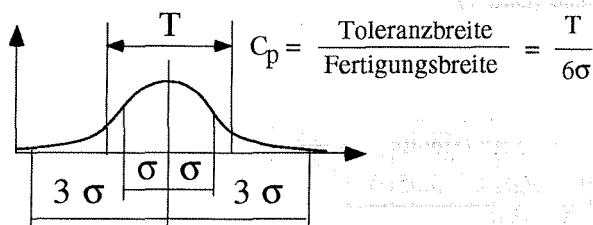


Bild 2 Definition der Prozeßfähigkeitskennzahl

Bei nicht ausreichender Prozeßfähigkeit, muß der Konstrukteur durch Verändern des Lösungsprinzips größere Toleranzen angeben, um die Prozeßfähigkeit und damit Fertigungsgerechtigkeit seiner Konstruktion zu gewährleisten. Durch frühzeitige Beachtung der Fertigungsmöglichkeiten kann die Produktentstehungszeit verkürzt werden, da nicht fertigungsgerechte Toleranzangaben nicht erst in der Arbeitsvorbereitung oder Fertigung erkannt werden. Zeitintensive Änderungsforderungen entfallen!

3. Methode zur prozeßgerechten Toleranzfestlegung

Zur Bereitstellung und Nutzung von Prozeßfähigkeitskennzahlen wird hier eine Methode vorgestellt, die die prozeßgerechte Toleranzfestlegung in der Konstruktion unterstützt.

Grundlage für die Systementwicklung waren die nach der SADT Methode /3/ ermittelten Teilschritte bei der Toleranzfestlegung im Konstruktionsprozeß (Bild 3). Ausgehend von vorgegebenen Einzelteilinformationen wird der funktional erforderliche Toleranzbereich der zu paarenden Teile bestimmt. Hierbei ist die Produktfunktion die wesentliche Randbedingung. Unter Beachtung einer geforderten Prozeßfähigkeit wird dieser Toleranzbereich anschließend auf die zu paarenden Bauteile aufgeteilt.

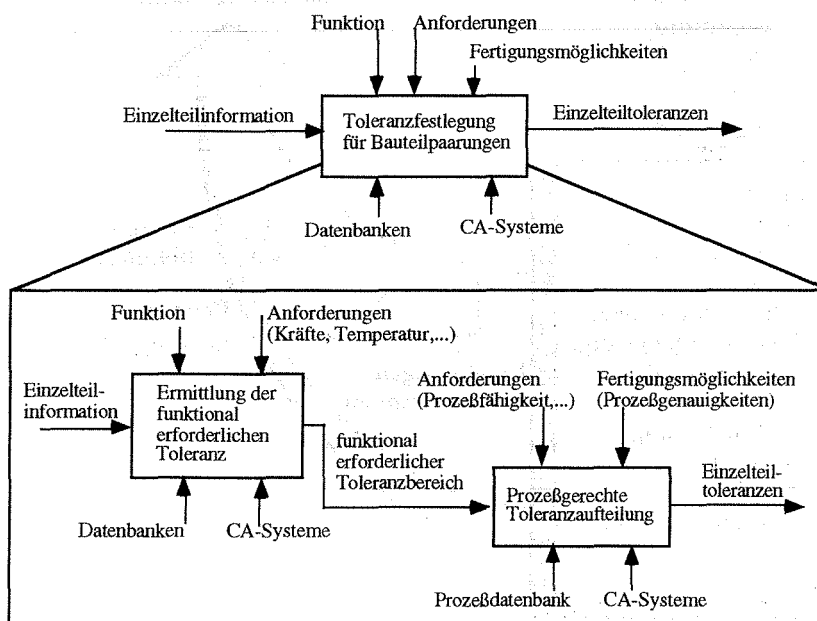


Bild 3 Toleranzfestlegung für Bauteilpaarungen

Zur Verdeutlichung dieser Vorgehensweise ist in Bild 4 die Toleranzaufteilung für eine Welle-Nabe Verbindung dargestellt. Bei der prozeßgerechten Toleranzaufteilung wird die Genauigkeit von Fertigungsprozessen betrachtet. Die Herstellung von Innenpaßflächen ergibt beispielsweise eine größere Standardabweichung und höhere Kosten als die Fertigung der Außenpaßflächen /4/. Damit ist eine ungleichmäßige Aufteilung der Toleranzzone auf die zu paarenden Bauteile, einer gleichmäßigen vorzuziehen.

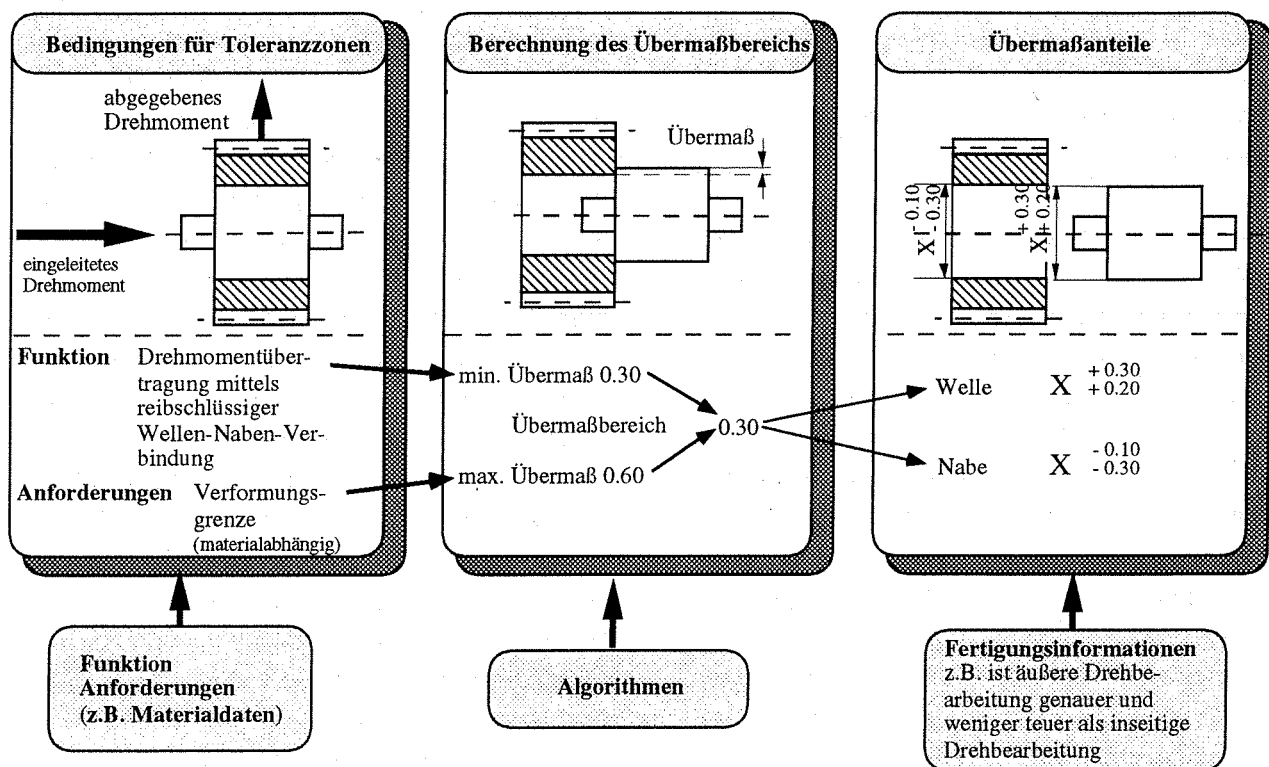


Bild 4 Prozeßgerechte Toleranzaufteilung

Idealerweise werden die Toleranzen so festgelegt, daß die zu paarenden Bauteile mit der gleichen Prozeßfähigkeit gefertigt werden können.

Eine optimale Toleranzaufteilung in der Konstruktion ist daher nur möglich, wenn dem Konstrukteur Informationen über die entsprechenden fertigungstechnischen Möglichkeiten in für ihn verständlicher Form bereitgestellt werden. Ein Ziel dieser Methode ist daher die Definition der hierzu notwendigen informationstechnischen Voraussetzungen, im Sinne des in **Bild 5** dargestellten großen Regelkreises.

Mit der Bereitstellung der Prozeßgenauigkeit und der bestimmenden Prozeßparameter im Rahmen dieses Regelkreises können in der Konstruktion folgende Aktivitäten durchgeführt werden:

- Bestimmung der Prozeßfähigkeit von Einzelteiltoleranzen
- Statistische Toleranzkettenrechnung bei Maßketten ohne Prototypenfertigung
- Prozeß- und kostengerechte Aufteilung der Toleranzzone auf zu paarende Bauteile

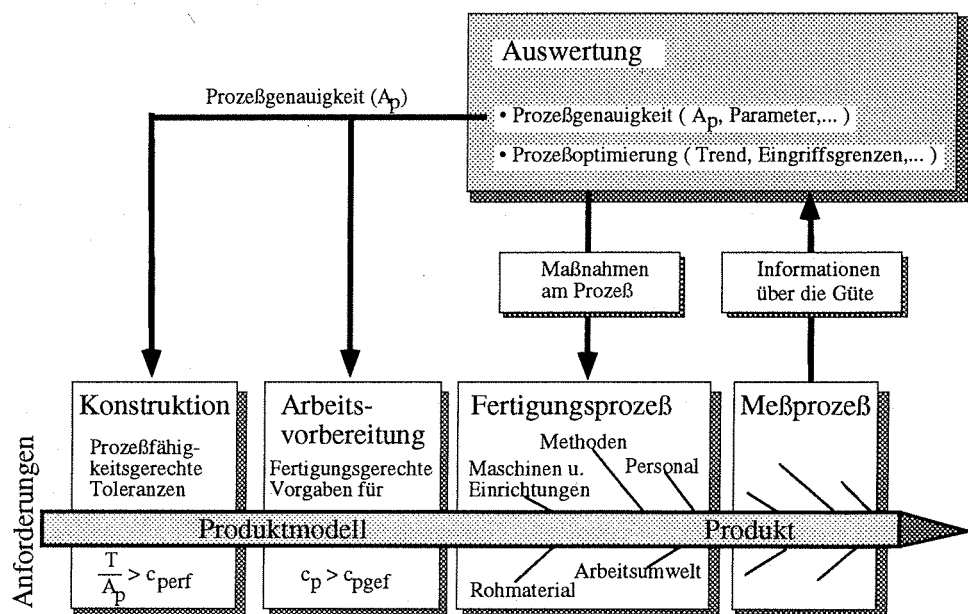


Bild 5 Regelkreis zur prozeßgerechten Toleranzaufteilung

Daneben können die in diesem Regelkreis verwendeten Informationen von der Arbeitsvorbereitung für die Auswahl geeigneter Fertigungsprozesse genutzt werden.

Die Anwendung dieser Methode ist eng mit der statistischen Toleranzrechnung verbunden, die bisher bei der Serienfertigung eingesetzt wird /5/. Sie ermöglicht aber die Anwendung der statistische Tolerierung auch bei Kleinserien. Hierzu wird, im Gegensatz zur klassischen Prozeßfähigkeitsanalyse, die von einer Toleranzbetrachtung an einem Produkt ausgeht, von einer allgemeinen Prozeßfähigkeitsbewertung an Klassen von fertigungstechnischen Elementen ausgegangen. Mit dieser Betrachtungsweise wird es möglich, mit der entwickelten Prozeßdatenbank verschiedene Methoden der Qualitätssicherung und Toleranzfestlegung zu unterstützen.

4. Prozeßgerechte Toleranzfestlegung:

Systemanforderungen

Für die prozeßgerechten Toleranzfestlegung in der Konstruktion wird im folgenden ein Systemkonzept vorgestellt. Die Anforderungen an das Konzept sind in (Tabelle 1) aufgeführt.

Bestimmung der funktional erforderlichen Toleranzen
Bestimmung der Prozeßfähigkeit für Toleranzvorgaben an Einzeltoleranzen
Prozeßgerechte Aufteilung von funktional erforderlichen Toleranzen für Baugruppen
Beurteilung der Prozeßfähigkeit durch Vergleich mit funktionaler Festlegung
Bereitstellung der festgelegten Informationen für die nachgelagerten Bereiche

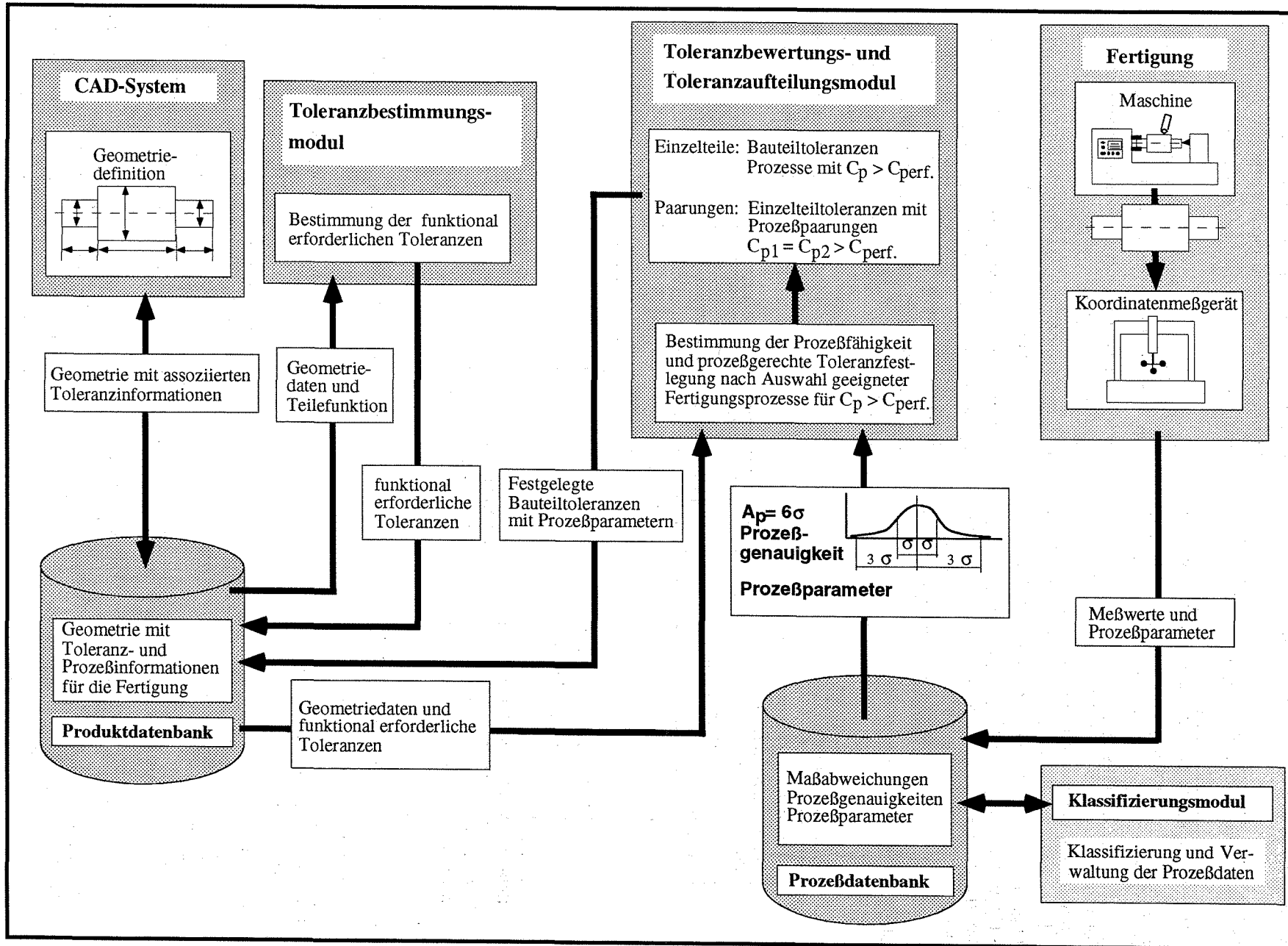
Tabelle 1 Systemanforderungen

Für die CA-technische Realisierung muß eine ausreichende Formalisierbarkeit dieser Vorgehensweise und der notwendigen Methoden möglich sein, um ein entsprechendes CA-System zu erstellen. Diese Forderung ist bei einigen der in Tabelle 1 formulierten Anforderungen gegeben. Für die Bestimmung der funktional erforderlichen Toleranzen ist eine hohe Automatisierbarkeit nur in Einzelfällen möglich. Dagegen kann die prozeßge-

rechte Aufteilung dieser Toleranzen für Baugruppen durch entsprechende Algorithmen unterstützt werden. Insbesondere für die Erfüllung der Forderungen 1-3 (Tabelle 1) muß eine Vielzahl von Informationen in geeigneter Form bereitgestellt werden. Die hierzu notwendigen Qualitäts-historiedaten kann man in Daten 1. und 2. Ordnung unterteilen /6/. Direkt erfaßte Daten und Prüfergebnisse werden als Daten 1. Ordnung bezeichnet. Sie erlauben eine Beschreibung des Merkmalzustandes zu einem bestimmten Zeitpunkt und dienen damit als Entscheidung über die Annahme oder Ablehnung des geprüften Produktes. Prozeßgenauigkeits- und Prozeßfähigkeitskennzahlen sind dagegen Qualitätshistoriedaten 2. Ordnung da sie durch Verdichtung, Analyse und Auswertung aus Qualitätshistoriedaten 1. Ordnung abgeleitet und verschiedenen Unternehmensbereichen wie der Konstruktion oder Arbeitsplanung bereitgestellt werden.

Aus den obigen Anforderungen ergibt sich das in Bild 6 dargestellte Systemkonzept zur funktions- und prozeßgerechten Toleranzfestlegung. Ausgehend von der Fertigung werden die Qualitätshistoriedaten 1. Ordnung (gemessene Maßabweichungen sowie die entsprechenden Prozeßparameter) in der Prozeßdatenbank abgelegt. Diese Daten stehen dann für die Ermittlung der Qualitätshistoriedaten 2. Ordnung zur Verfügung. Zu den Qualitätshistoriedaten 2. Ordnung gehören die Prozeßgenauigkeit sowie die ermittelten Prozeßfähigkeitskennzahlen.

Die Informationen über die Teilegeometrie werden aus einer Produktdatenbank, die mit einem CAD-System gekoppelt ist, übernommen. Zusammen mit den funktional erforderlichen Toleranzen bilden Sie die Eingangsgrößen für die prozeßgerechte Toleranzfestlegung. Nach ihrer Festlegung werden die Bauteiltoleranzen zusammen mit den relevanten Prozeßparametern an die Produktdatenbank übergeben.



Die für die Realisierung des Systems notwendigen Systemelemente sind in **Tabelle 2** aufgezeigt.

Prozeßdatenbank	Speicherung der prozeßrelevanten Daten
Produktdatenbank	Speicherung produktdefinierender Daten
CAD-System	Definition der Konstruktionsergebnisse
Toleranzbestimmungsmodul	Bestimmung der funktional erforderlichen Toleranzen
Toleranzbewertungs- und Aufteilungsmodul	Bestimmung der Prozeßfähigkeit und prozeßfähigkeitsgerechte Toleranzfestlegung
Klassifizierungsmodul	Klassifizierung und Verwaltung der in der Prozeßdatenbank abgelegten Informationen

Tabelle 2 Wesentliche Systemelemente

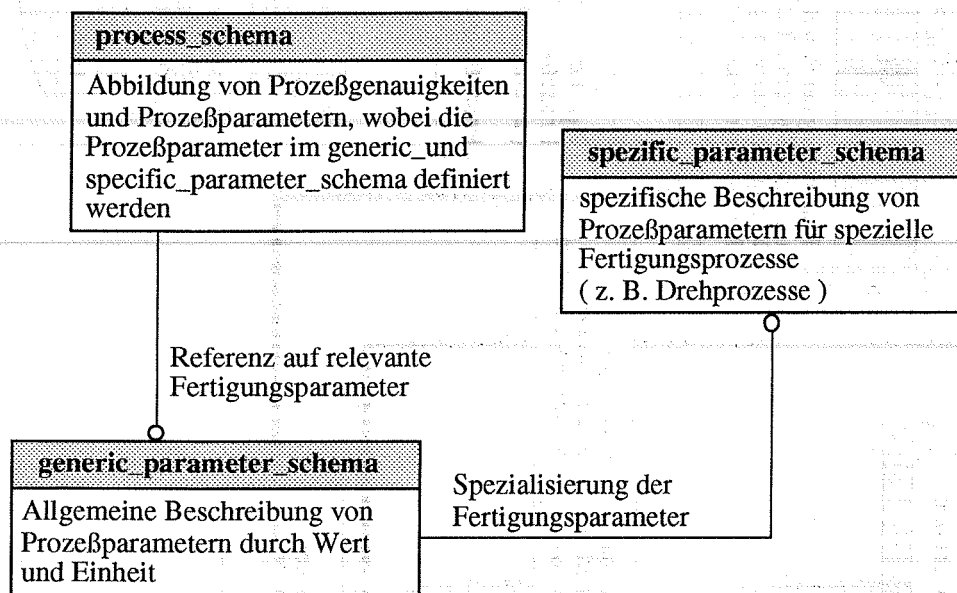


Bild 7 Gliederung des Prozeßmodells

Eine wesentliche Entwicklung für die Realisierung dieses Systemkonzeptes war die Definition eines Prozeßmodells, sowie die Entwicklung des Toleranzbewertungs- und Aufteilungsmoduls.

Die Abbildung der Prozeßgenauigkeitsinformationen ermöglicht das Prozeßmodell, das den Inhalt und die logische Struktur der Prozeßdatenbank definiert. Der prinzipielle Aufbau des Prozeßmodells ist in **Bild 7** dargestellt. Als formale Beschreibungssprache wurde EXPRESS /7/ benutzt. EXPRESS wird auch bei der Definition von STEP (Standard for the Exchange of Product Model Data) /8/ benutzt. Hierdurch wird eine Integration des Prozeßmodells in diesen Standard wesentlich vereinfacht. Zudem weist EXPRESS objektorientierte Eigenschaften auf, die für der Definition des Prozeßmodells notwendig waren.

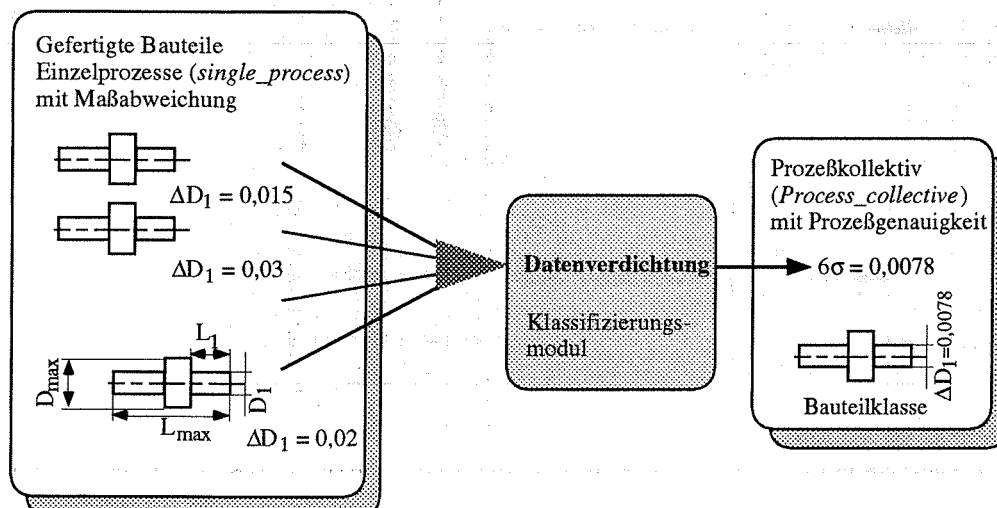


Bild 8 Abbildung der Prozeßgenauigkeit

Die Prozeßgenauigkeit wird als der 6σ Bereich der statistischen Verteilung der Maßabweichungen einer Anzahl von gefertigten Bauteilen bestimmt (**Bild 8**). Im Prozeßmodell wird diese Information zusammen mit den für den Fertigungsprozeß relevanten Parametern definiert.

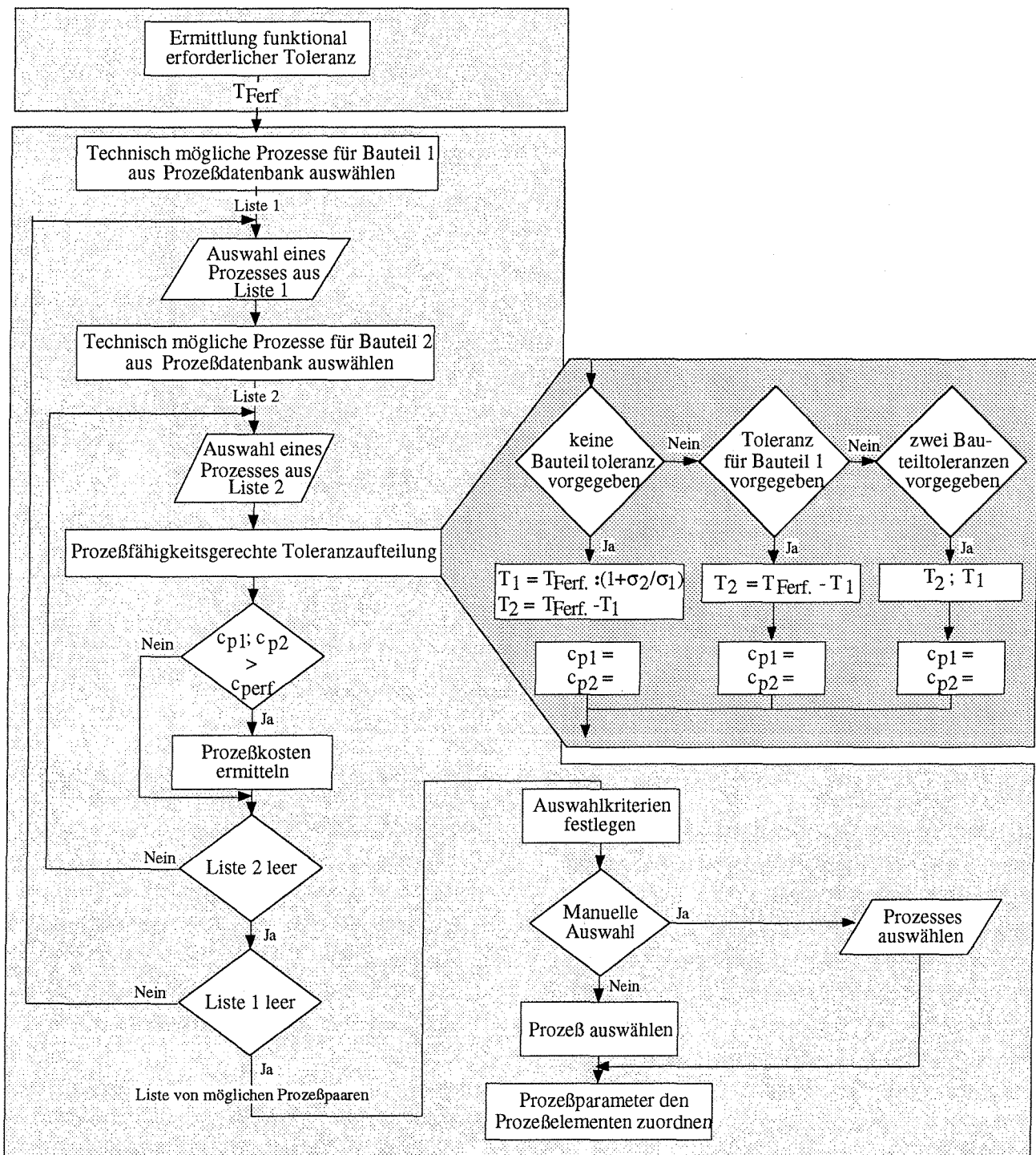


Bild 9 Ablauf der Toleranzfestlegung

Die im Prozeßmodell bereitgestellten Informationen stehen für die prozeßgerechte Toleranzfestlegung zur Verfügung. Die prinzipielle Vorgehensweise bei der Toleranzfestlegung ist in **Bild 9** dargestellt. Neben den rein prozeßorientierten Randbedingungen können auch Prozeßkosten als weitere Auswahlkriterien berücksichtigt werden.

Für die anderen Systemelemente liegen derzeit Entwürfe vor, bzw. kann auf bereits bestehende Entwicklungen zurückgegriffen werden. Auf ihre genaue Beschreibung wird daher an dieser Stelle verzichtet. Für die Produktdatenbank kann beispielsweise der Produktmodellansatz von STEP verwendet werden. Da die Abbildung von funktional erforderlichen Toleranzen bisher nicht in STEP realisiert ist, wurde im Rahmen der hier beschriebenen Systementwicklung ein Modell zur Abbildung dieser Informationen entwickelt /9/.

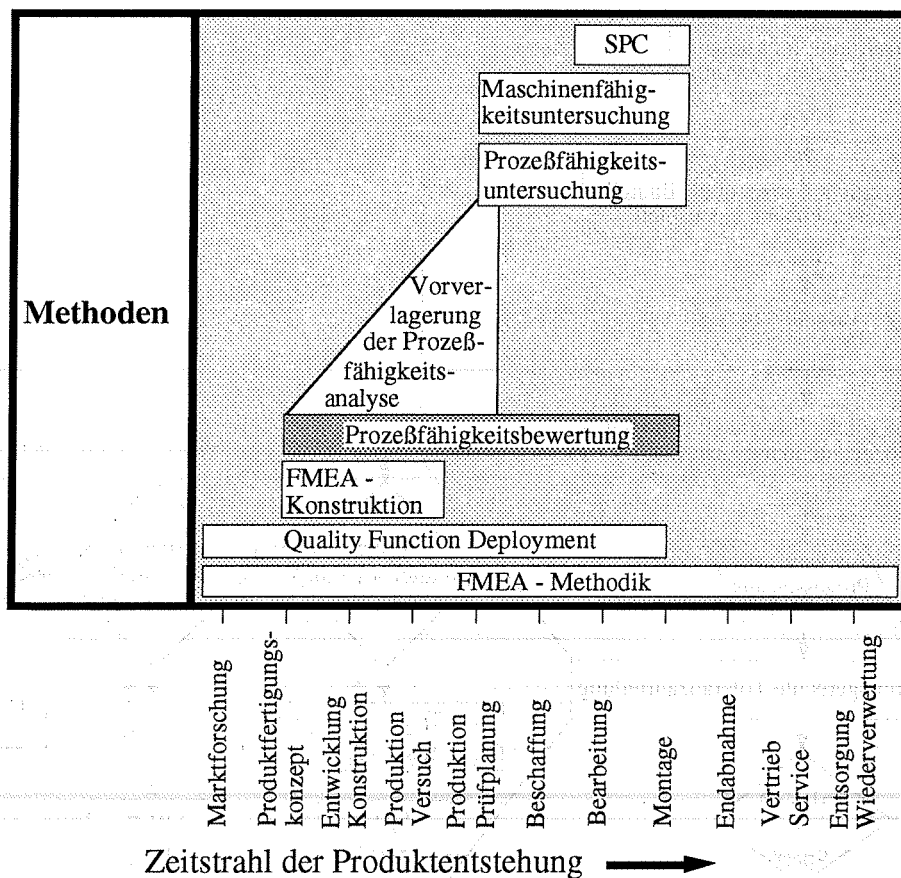


Bild 10 Vorverlagerung der Prozeßfähigkeitsanalyse

5. Zusammenfassung

Die hier vorgestellte Methode zur prozeßgerechten Toleranzfestlegung entspricht einer Vorverlagerung der Prozeßfähigkeitsanalyse in die Konstruktion (Bild 10) im Sinne von Simultaneous Engineering Konzerten. Sie stellt damit einen Beitrag zur Rückverlagerung von fertigungsvorbereitenden Arbeiten dar, indem sie die Informationen zur Prozeßfähigkeit und damit Fertigungsgerechtigkeit unternehmensweit zur Verfügung stellt.

Literatur

- /1/ Kirstein, H.: SPC-Anwendungen: Voraussetzungen und Wirkungen, Werkstatttechnik 1989
- /2/ Ford: Statistische Prozeßregelung, Leitfaden, Ford AG 1985
- /3/ Marca, D.A.; Mc Gowan, C. L.: SADD - Structured Analysis and Design Technique, Mac Graw-Hill Book Company, New York 1986
- /4/ Kirschling, G.: Statistische Tolerierung, Springer Verlag, Berlin, Heidelberg 1988
- /5/ Klein, B.: Prozeßgerechte Konstruktion von Bauteilen durch statistische Tolerierung, Konstruktion 1993, S. 176-184
- /6/ Kwon, M.-S.: Konzeption einer Methodik zum qualitätsgerechten Konstruieren, Dissertation, Aachen 1990
- /7/ ISO TC 184/SC4: Product Data Representation and Exchange - Part 11: EXPRESS, ISO/IEC Schweiz 1993
- /8/ ISO TC 184/SC4: Product Data Representation and Exchange - Part 1: Overview and Fundamental Principles, ISO/IEC Schweiz 1993
- /9/ Heinen, F.; Holland, M.; Kalwa, R.: PICASSO - Eine wissensbasierte Konstruktionsumgebung, Institutsmitteilung Nr. 18, IMW Clausthal 1993

Leistungsfähigkeit der internationalen Norm ISO 10303 (STEP) im Hinblick auf den Zeichnungsdatenaustausch

Kruse, P. J.

Für die Speicherung, Archivierung und den Austausch von Produktdefinierenden Daten sind bereits einige Schnittstellenformate in der industriellen Anwendung. Ein Problem dieser Formate ist jedoch der große Aufwand, der für eine Erweiterung der Spezifikation zur Anpassung an aktuelle Anforderungen erforderlich ist. Diesem Mangel soll eine neue, international abgestimmte Norm zum Produktdatenaustausch begegnen, die als ISO 10303 Mitte 1994 zur Verfügung stehen wird. Der folgende Beitrag beschreibt die Leistungsfähigkeit dieser Norm im Bereich Zeichnungsdatenaustausch.

1. Einleitung / Problemstellung

Für die Aufgabenstellung des Datenaustausches und der Archivierung produktdefinierender Daten spielt der Informationsträger "Technische Zeichnung" auch in den heutigen, stark EDV-durchdrungenen Konstruktionsbereichen eine entscheidende Rolle. Um so verständlicher ist der Wunsch der Anwender von CAD-Systemen, ihre Konstruktionsergebnisse in heterogenem Rechnerumfeld direkt in elektronischer Form weiterzugeben. Dies wurde durch neutrale Schnittstellenformate unter nationaler Regie, wie z.B. IGES, VDAFS und SET /1/ erreicht. Leider sind diese Formate sehr pragmatisch konzipiert und wegen fehlenden generellen Modellstrukturen nur schwer erweiterbar. Das technische Komitee 184 der ISO hat sich deshalb bereits 1985 ein international genormtes Format zum Produktdatenaustausch als Ziel gesetzt. Einige Modelle als Ergebnis dieses Normungsprojektes werden Mitte 1994 als internationale Normen verfügbar sein, weitere sollen folgen.

Da besonders der Austausch technischer Zeichnung und die damit verbundenen Schwierigkeiten einen ausschlaggebenden Faktor für das ISO-Projekt waren, ist es interessant, sich die für das Gebiet der technischen Zeichnungen nun zur Verfügung stehenden Modelle in ihren Möglichkeiten und Beziehungen einmal näher anzusehen.

2. ISO 10303 (STEP)

In der Organisation ISO TC184 SC4 sind Arbeitsgruppen zusammengefaßt, die sich mit der Modellierung von produktdefinierenden Daten beschäftigen /2/.

Als Werkzeug zur Modellierung wird EXPRESS /3/ verwendet. Die Definition der Modelle erfolgt anhand abgestimmter Strukturebenen, die sich wie folgt darstellen /4/:

1. Generelle Konzepte, die anwendungsunabhängig für alle Bereiche mit Produktdatenverarbeitung genutzt werden können, sind in den sogenannten *Basismodellen* definiert;
2. Allgemeingültige Konzepte im Rahmen einer bestimmten Anwendung, z.B. im Zeichnungswesen, sind in den *Anwendungsabhängigen Basismodellen* festgehalten.

Diese beiden Strukturebenen geben für alle Anwendungen die einheitlichen Grundstrukturen vor. Sie sind miteinander integriert, um so konsistente und redundanzfreie Modelle als Basis für die Anwendungen zu erhalten

3. Für anwendungsabhängige Sichten auf das integrierte Produktmodell, z.B. den Schiffbau, spezifische Modellstrukturen werden in den als Anwendungsprotokolle (AP's) bezeichneten Dokumenten festgehalten. Dies sind die Modelle, die als Basis für eine Implementation genutzt werden können.

Für den Zeichnungsdatenaustausch relevant sind drei Modelle : Das Anwendungsabhängige Basismodell ISO 10303-101 (Draughting) /5/, das Anwendungsprotokoll ISO 10303-201 (Explicit Draughting) /6/, sowie das Anwendungsprotokoll ISO 10303-202 (Associative Draughting) /7/. Diese Modelle werden im weiteren vorgestellt und ihre Strukturen, Gemeinsamkeiten und Unterschiede herausgearbeitet, um so die Gesamtlösung der Produktmodellkonzeption für das Speichern, Archivieren und den Austausch von technischen Zeichnungen aufzuzeigen.

3. Das Basismodell

ISO 10303-101 Anwendungsabhängiges Basismodell Zeichnungswesen

Für die Speicherung, Verwaltung und den Austausch von technischen Zeichnungen beliebiger Disziplinen werden im anwendungsabhängigen Basismodell "Zeichnungswesen" die notwendigen Informationen festgelegt. Dabei liegt das Konzept zugrunde, eine vom CAD System unabhängige Darstellung von digitalen Zeichnungsdaten zu bieten, die sich aus der zeichnerischen Umsetzung einer Produktbeschreibung nach den Regeln des technischen Zeichnens ergibt.

Eine technische Zeichnung kann in Form einer CAD-Zeichnung gemäß gültiger internationaler, nationaler oder firmeninterner Zeichnungsstandards interpretiert werden. Der Gebrauch von CAD-Zeichnungen zum Zweck der Übermittlung von Produktinformation ist üblich. Die in Zeichnungen enthaltenen Produktinformationen sollen ebenso von anderen CAx-Systemen für ihre spezifischen Aufgaben genutzt werden können.

Das Modell *Draughting* erhebt den Anspruch, für Anwendungsprotokolle im Bereich des Zeichnungswesens die Grundlagen zu definieren.

Der Inhalt des Schemas umfaßt im einzelnen:

- Informationen für die Definition, Beschreibung und Administration eines Zeichnungssatzes und der enthaltenen Zeichnungen;
- Grundlegende Zusatzinformationen für technische Zeichnungen (Annotation) zur Darstellung von Informationen über das Produkt oder die Auslegung der Zeichnung, und
- Spezielle Annotation für die Darstellung von Bemaßungen, Toleranzen und darauf bezogene Maßangaben.

Da die in diesem Modell festgelegten Informationen zu generell definiert sind, um als Grundlage für eine Implementation dienen zu können, müssen sie in Anwendungsprotokollen interpretiert und eingeschränkt werden.

4. Die Anwendungsprotokolle

4.1 Anwendungsprotokoll ISO 10303-201

Das Anwendungsprotokoll *Explicit Draughting* (ISO 10303-201) spezifiziert ein Modell zum Austausch zweidimensionaler technischer CAD-Zeich-

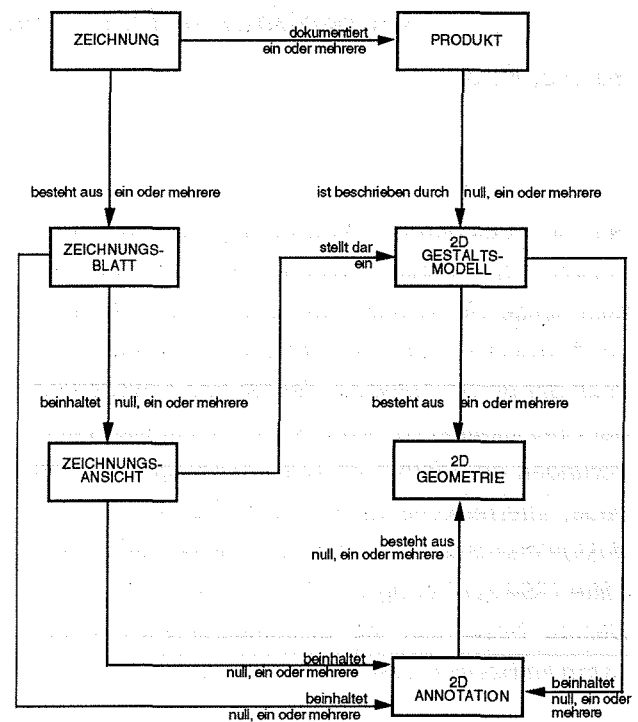


Bild 4.1.1 Übersichtsmodell für das Anwendungsprotokoll 201 /4/

nungen, die Geometrie und Annotation beinhalten. Er trägt der Notwendigkeit Rechnung, Zeichnungen innerhalb beziehungsweise zwischen Firmen auszutauschen zu müssen. Das Modell wurde insbesondere vor dem Hintergrund von Anwendungen aus den Bereichen des Maschinenbaus und des Bauwesens entwickelt.

Im Anwendungsprotokoll 201 ist die nominelle Gestalt eines Produktes durch zweidimensionale Geometrie definiert. Die Repräsentation der dreidimensionalen Produktgestalt sowie die Transformation des dreidimensionalen Objektes in eine zweidimensionale Ansicht sind nicht Bestandteil der Definitionen des AP 201.

Das Anwendungsprotokoll 201 umfaßt im einzelnen folgende Definitionen:

- die geometrische und semantische Darstellung technischer Zeichnungen;
- die Abbildung der wahren Größe des Produktes, das in einer Zeichnung beschrieben ist, um den Gebrauch durch Anwendungen zu ermöglichen, die echte (1:1) Geometrie benötigen. [Beispiel: Kalkulation von Entfernungen oder Flächen];
- die Abbildung des zweidimensionalen Gestaltsmodells und der Transformationen zur Generierung der Zeichnungsansichten;

- die Darstellung von Bemerkungen zum Produkt, die hierarchische Strukturierung von Zeichnungen, Zeichnungsblättern und Zeichnungsansichten;
- Mechanismen zur Gruppierung von dargestellten Elementen;
- die administrativen Daten zur Zeichnungsverwaltung; und
- die administrativen Daten zur Identifikation der durch die Zeichnung dokumentierten Produktversionen.

Bild 4.1.1 zeigt im Überblick den Inhalt von ISO 10303-201. Die dargestellten Konzepte sind wie folgt:

Jede *Zeichnung* dokumentiert mindestens ein Produkt. Diese Zeichnung, ein Satz aus Zeichnungsblättern, kann z. B. bei der Beschreibung eines Zusammenbaus auch mehr als ein Produkt dokumentieren.

Eine Zeichnung besteht aus einem oder mehreren *Zeichnungsblättern*. Diese sind in sequentieller Reihenfolge zugeordnet.

Ein in einer Zeichnung beschriebenes *Produkt* kann durch ein zweidimensionales Gestaltsmodell beschrieben sein. Auch mehrere Darstellungen sind möglich, ebenso der Fall, daß ein Produkt ohne Nutzung von Gestaltsinformationen in einer Zeichnung dargestellt wird.

Jedes *Zeichnungsblatt* kann eine oder mehrere Ansichten eines Produktes enthalten. Es ist jedoch auch die Möglichkeit vorhanden, nur zusätzliche Informationen, also *Annotation*, wie z.B. eine Stückliste oder eine Schemaskizze auf einem Zeichnungsblatt festzuhalten.

Eine *Zeichnungsansicht* stellt genau ein zweidimensionales Gestaltsmodell dar. Im Rahmen dieses Anwendungsprotokolls ist eine Assoziativität zwischen Ansichten ausgeschlossen, so daß zwischen den einzelnen Ansichten auf einem Zeichnungsblatt keine Verbindung besteht. Zu dem Gestaltsmodell können noch *Annotation* (Zeichnungszusatzinformationen) wie Bemaßungen oder Texte hinzugefügt werden.

Ein *2D-Gestaltsmodell* besteht aus zweidimensionalen Geometrieelementen. Es kann auch *Annotation*, wie z. B. eine Schraffurinformation zur Kennzeichnung von Schnittflächen, enthalten.

Die *2D-Geometrie* steht als Platzhalter für alle in einer zweidimensionalen technischen Zeichnung genutzten Geometrieelemente.

Die Komponenten der *Annotation* lassen sich alle auf zweidimensionale Geometrieelemente zurückführen. Eine logische Verbindung (Assoziativität) zwischen ihnen ist nicht möglich.

4.2 Das Anwendungsprotokoll ISO 10303-202

Das Anwendungsprotokoll *Associative Draughting* (ISO 10303-202) ist in seiner Modellstruktur in großen Teilen mit dem Modell des AP 201 identisch. Daher kann zur Erklärung der weiterführenden Funktionalität ebenfalls das in Bild 4.1.1 gezeigte Übersichtsmodell dienen.

Auch AP 202 hat die Struktur *Produkt - Zeichnung - Zeichnungsblatt - Zeichnungsansicht*, wie in Kap. 4.1 bereits beschrieben. Der fundamentale Unterschied liegt in der Art der *Gestaltsmodelle*. AP 202 läßt sowohl das *2D Gestaltsmodell* als auch ein dreidimensionales (*3D*) Gestaltsmodell zu, aus denen die Zeichnungsansichten abgeleitet werden können. Somit gibt es *2D- und 3D-Geometrieelemente* in dieser Spezifikation.

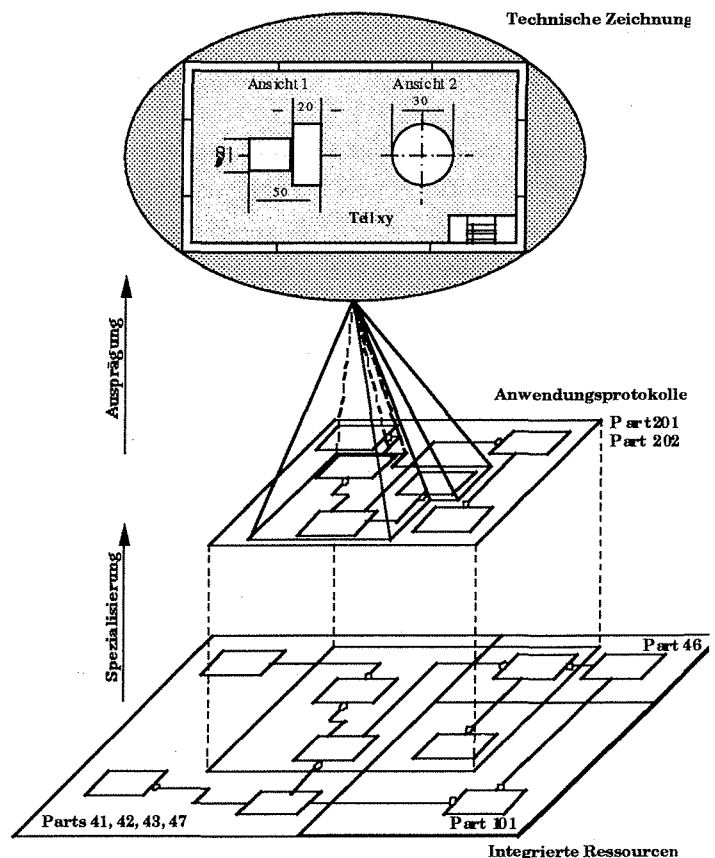


Bild 4.3.1 Interpretation der Anwendungsprotokolle in STEP am Beispiel der AP's 201 und 202 /4/

Die *2D Annotation* ist weiterhin zweidimensional, kann jedoch ebenfalls dem 3D-Gestaltsmodell beigefügt werden.

Im Rahmen dieses Anwendungsprotokolls ist Assoziativität zwischen Elementen möglich. So können z.B. die Bemaßung mit der bemaßten Geometrie oder Annotationselemente logisch verbunden sein.

Das AP 202 stellt eine erweiterte Funktionalität im Hinblick auf die Definition von Form- und Lagetoleranzen zur Verfügung, die durch assoziative Verbindungen zwischen Annotation und Geometrie definiert werden können.

4.3 Interpretation

Die im Überblick beschriebenen Funktionalität der Anwendungsprotokolle 201 und 202 wird ausschließlich durch die Interpretation von Basismodellen (Modelle 41, 42, 43, 46, 47, 101) der ISO 10303 erreicht, wie **Bild 4.3.1** zeigt.

5. Fazit

Die vorgestellten Anwendungsprotokolle für den Zeichnungsdatenaustausch sind für unterschiedliche Anwendungsziele konzipiert und dabei sehr stark an den CAD-Systemklassen orientiert. Die Unterschiede in den Anforderungen liegen in zwei Bereichen /8/:

a. den zugrundeliegenden Gestaltsmodellen

AP 201 erfüllt den Anspruch, nur zweidimensionale Gestaltsmodelle zuzulassen; AP 202 kann sowohl aus einem zweidimensionalen als auch aus einem dreidimensionalen Gestaltsmodell die Ansichten für eine technische Zeichnung ableiten.

b. der Assoziativität zwischen in der Zeichnung dargestellten Elementen.

AP 201 wurde konzipiert, um explizite Zeichnungsinformationen abzubilden, also keine Verbindung zwischen den Elementen in der Zeichnung zuzulassen, AP 202 jedoch kann beliebige Beziehungen zwischen den Elementen auf einer Zeichnung abbilden.

Aus Sicht der CAD-Systemanwender bedeutet dies folgendes:

AP 201 ist für die CAD-Systeme entwickelt, die einfache zweidimensionale Geometrie mit Semantik

aus dem Zeichnungswesen verknüpfen können und so eine technische Zeichnung erstellen. Dabei ist jedoch keine Assoziativität zwischen Elementen auf der Zeichnung erforderlich.

AP 202 hingegen zielt in der Nutzung auf die Systeme, die aus einem dreidimensionalen Modell eine zweidimensionale Zeichnung ableiten und /oder die Verbindung von Elementen auf einer Zeichnung ermöglichen, wie z.B. zwischen Geometrie und Bemaßung. Beide Systeme haben in der heterogenen CAD-Welt durchaus ihre Berechtigung und eine Vielzahl von Anwendungsmöglichkeiten; für den zukünftigen Nutzer ist von großem Vorteil, daß die sehr große Übereinstimmung zwischen den Modellen der beiden Protokolle eine Migration von der geringeren Leistungsstufe (201) zur umfangreicheren Leistung (202) relativ unkompliziert ermöglicht. Dies ist insbesondere deshalb interessant, weil das AP 201 zeitlich etwa ein bis eineinhalb Jahre vor dem AP 202 internationale Norm werden wird, und so von interessierten Anwendern bereits eine Implementierung von AP 201 durchgeführt werden kann, um später nötigenfalls durch Erweiterung der Implementation relativ einfach die Funktionalität von AP 202 hinzuzugewinnen.

Literatur

- /1/ Scholz, B.: CIM-Schnittstellen
Oldenbourg-Verlag 1988
- /2/ ISO DIS 10303-1: Overview and fundamental Principles, ISO, Genf 1993
- /3/ ISO DIS 10303-11: The EXPRESS-Language
ISO, Genf 1993
- /4/ Grabowski, H. u.a.: Integriertes Produktmodell
Beuth-Verlag 1993 (Erscheint demnächst)
- /5/ ISO DIS 10303-101: Integrated Application Resources Resources: Draughting
ISO, Genf 1993
- /6/ ISO 10303-201: Application Protocol: Explicit Draughting, ISO, Genf 1993
- /7/ ISO CD10303-202: Application Protocol: Associative Draughting, ISO TC 184/SC4/WG3 (erscheint demnächst)
- /8/ Allen, D.; Bringuel, M.: ISO 10303-201 and ISO 10303-202 application reference model comparison, ISO TC184/SC4/WG3 N227

PLUS: Die Bereitstellung von Norm-, Wiederhol- und Zukaufteilen für die rechnerunterstützte Konstruktion

Bugow, R.; Ort, A.

Rechnergestütztes Konstruieren ist mittlerweile fast zur Selbstverständlichkeit geworden. Aufgrund der Möglichkeiten einer Rechnerbasis bietet es sich an, die Phase der Konstruktion besser in den gesamten Produktlebenszyklus einzubinden. Ein Schritt in diese Richtung ist die Auswahl von Konstruktionsteilen direkt am Konstruktionsarbeitsplatz. Hierfür muß eine Bibliothek zur Verfügung gestellt werden, die einerseits ausreichend flexibel für die verschiedensten Anbieter ist, andererseits die Ablösung der herkömmlichen (Papier-) Kataloge rechtfertigt. Das hier vorgestellte ESPRIT Projekt PLUS (Parts Library Usage and Supply) behandelt die Grundlagen für eine neutrale Beschreibung und die notwendigen Austausch- und Integrationsmechanismen.

1. Projektumfeld

Produkte werden in der Regel aus Teilen gefertigt. Unter Teil wird eine abstrakte Beschreibung verstanden, die eine Menge von Elementen zusammenfaßt. Diese Menge gilt als unveränderliche Komponente, die mittels eines Namens eindeutig identifiziert und referenziert werden kann. Jedes Teil gehört einer einfachen Teilefamilie an; auch wenn es das einzige Mitglied dieser Familie ist. Ein Zulieferer von Teilen bietet in Form eines Katalogs einfache Teilefamilien an, die in geeigneter Weise (z.B. in Baumstruktur) angeordnet sind. Dieses Angebot stellt eine Teilebibliothek dar, d.h. eine strukturierte Zusammenstellung von Teilefamilien, die in der Regel durch Abstraktions- oder Ganzes-Teil-Beziehungen miteinander verbunden sind und durch bildhafte oder formale Modelle repräsentiert sein können.

Die Struktur eines Kataloges richtet sich in der Regel nach dem Umfang und der Art des Angebotes eines Zulieferers. Auf der anderen Seite verwendet ein Unternehmen in den seltensten Fällen alle angebotenen Teile eines Zulieferers; es stellt sich vielmehr eine bedarfsgerechte Sammlung von häufig verwendeten Teilen zusammen.

An dieser Stelle wäre nun ein Bibliotheksverwaltungssystem wünschenswert, das eine strukturierte Verwaltung von Teilen und die gezielte Selektion aus dem Angebot der Teilelieferanten ermöglicht. Zusätzlich muß die Bibliothek eine wohldefinierte Schnittstelle besitzen, um Repräsentationen der Teile auf unterschiedlichsten CAD-Systemen zu erzeugen.

Zur Lösung der Austauschproblematik wurde in den letzten Jahren die Norm ISO 13584/prENV 40004 /1,2,3/ (**Bild 1.1**) entwickelt. Die Norm hat momentan CDC-Stand erreicht. Zum einen ist die Modellierung einer neutralen Bibliotheksstruktur zu leisten, um den Austausch von Teilebibliotheken sowohl zwischen Zulieferer und Anwender als auch innerhalb der anwendenden Unternehmen zu ermöglichen. Zum anderen ist die Spezifikation zumindest einer Schnittstelle der Bibliothek zum CAD-System erforderlich.

Bild 1.2 zeigt die globale Architektur von ISO 13584 und die Verteilung der Aufgaben auf die betreffenden Normabschnitte.

2. Das Projekt

Aufbauend auf den bis jetzt geleisteten Arbeiten und dem erreichten Stand wurde im Frühjahr 1993 das ESPRIT-Projekt PLUS (*Parts Library Usage and Supply*) initiiert und als förderungswürdig begutachtet. Es beginnt Ende 1993, ist auf zweieinhalb Jahre angelegt und beinhaltet insgesamt 20 Mannjahre.

2.1 Das Konsortium

Wie in den Bestimmungen der EU für Förderprogramme vorgeschrieben, besteht die Projektgemeinschaft aus Firmen und universitären Einrichtungen unterschiedlicher Länder (mindestens zwei EG-Staaten). Die einzelnen Partner und deren Rolle im Projekt soll im folgenden kurz beschrieben werden:

Lisi/Ensma:

Lisi/Ensma ist eine französische universitäre Einrichtung und war auch in den vorangegangenen Jahren maßgeblich an der Entwicklung der allgemeinen Architektur und eines Beschreibungsschemas für Bibliotheken beteiligt. Das Institut wird sich auf die weitere Entwicklung der Bibliotheksstruktur, aber vor allem auf die Implementierung der Geometrieschnittstelle zum CAD-System konzentrieren.

IMW:

Das Institut für Maschinenwesen der TU-Clausthal ist neben Lisi/Ensma die zweite universitäre Einrichtung im Konsortium. Neben rein maschinenbaulichen Aktivitäten laufen auch diverse Arbeiten im Normungsbereich, aus denen unter anderem schließlich dieses Projekt entstand. Das IMW wird sich im wesentlichen mit der (Anwender-) Schnittstelle zur Bibliothek (*Dictionary*) befassen und ist für die Koordination der Prototypentwicklung verantwortlich.

INA Wälzlager Schaeffler AG:

Als Hersteller von Rollenlagern und Zulieferer ist INA als einer der möglichen Anbieter der Bibliothek.

Die Erfahrungen mit einer bestehenden Bibliothekslösung und deren erweiterte Anforderungen sollen mit INA in das Projekt einfließen. INA nutzt die mit der Norm bereitgestellten Strukturierungsmechanismen und stellt eine Referenzbibliothek zur Verfügung.

SGAO:

Als Unternehmen der französischen Saint Gobain-Gruppe ist SGAO eines der drei Softwarehäuser, welches Implementierung und Validierung innerhalb des Projektes übernimmt. SGAO hat sich auf dem Markt von CAD und EDM Systemen konzentriert. Die Implementierung erfolgt auf Basis ihres Bibliotheksverwaltungssystems „SPIMS“.

Matra-Datavision:

MTDV ist ein französisches Softwarehaus mit Spezialisierung auf Software auf CAD, CAM und CAE Systeme. Als solches wird MTDV die Implementierung und Validierung der Bibliotheksstruktur auf Basis der objekt-orientierten Umgebung „CASCADE“ vornehmen.

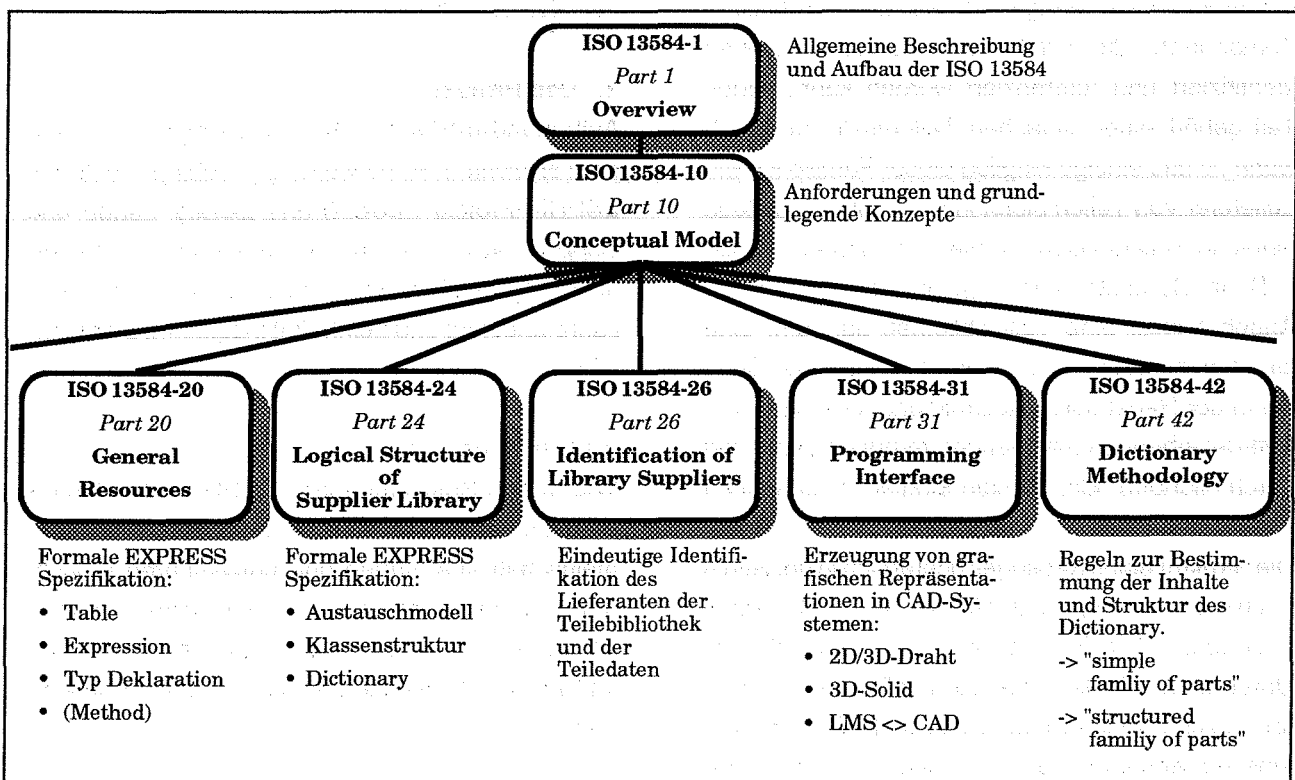


Bild 1.1: Die Teile der ISO 13584 /1/

VW-GEDAS:

VW-GEDAS (Gesellschaft für Datenverarbeitungssysteme) ist schon lange aktiv an Normungs- und Standardisierungsarbeiten beteiligt (DIN V 66304, ISO 13584) und fungiert als Projektleiter.

VW-GEDAS wird eine Implementierung in der „pronos/priamos“ Umgebung vornehmen. Dabei bilden die Schnittstelle zum CAD-System (*Part 31*, siehe auch Bild 1.2) und vor allem die Mechanismen zur Migration der Daten nach DIN V 66304 und DIN V 4000 T 100 den Schwerpunkt der Entwicklungsarbeiten.

SEAT:

Der spanische Automobilhersteller wird schließlich als Endbenutzer der Bibliothek die Praktikabilität und die Anwendbarkeit der entwickelten und implementierten Systeme unter Beweis stellen. Die Daten unterschiedlicher Zulieferer sollen dem verwendeten CAD-System über die entwickelte Schnittstelle zur Verfügung gestellt werden und der Konstrukteur soll in der Praxis die verschiedensten Teile auswählen können.

2.2 Aufgabengliederung

Um die Aufgaben möglichst effizient bewältigt werden können, wird die Gesamtproblemstellung in vier Einheiten unterteilt, die in sich nochmals genauer spezifiziert und auf die unterschiedlichen Partner verteilt sind.

Das erste Arbeitspaket besteht aus der Spezifikation der Anforderungen. Die Dokumente dienen sowohl als Grundlage für weitere Projektarbeiten als auch als Arbeitsbasis für die Standardisierungsgremien auf ISO-Ebene. Hierfür werden die bereits bestehenden Dokumente (siehe /1/) nochmals überarbeitet und weitere Verbesserungen vorgeschlagen. Sich aus dem Projekt ergebende Entwicklungen werden ebenso eingearbeitet. Für das Projekt wird eine Auswahl von Funktionen und Schnittstelleneigenschaften erstellt, die dann auf die verschiedenen Systeme der beteiligten Softwarehäuser umgesetzt werden sollen.

Das zweite Arbeitspaket beschäftigt sich ausschließlich mit der Schnittstelle zwischen dem CAD-System und der Bibliothek. Dazu gehört die Erzeugung der Geometrie im CAD-System auf Basis der Schnittstelle -wie im Teil 31 (*Part 31*) der Norm beschrieben- und die Implementation der Schnittstellenfunktionen (auf unterschiedlichen Systemen mit unterschiedlichen Ansätzen).

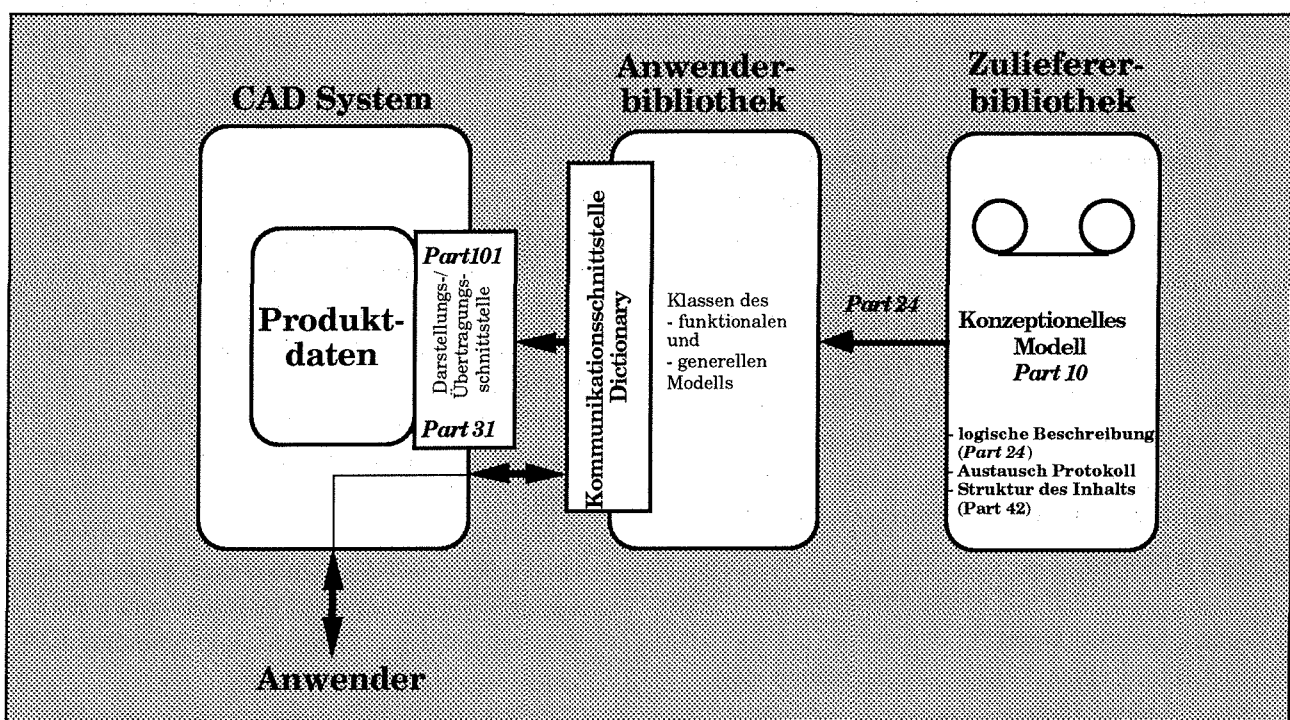


Bild 1.2: Referenzarchitektur der ISO 13584 (nach /1/).

Weiterhin soll die Repräsentation eines Teiles innerhalb eines Produktdatenmodelles auswechselbar sein.

Das Kernstück des Projektes ist im dritten Arbeitspaket enthalten, welches die Umsetzung der neutralen Strukturbeschreibung der Bibliothek umfaßt. PLUS wird dabei nicht die einem Bibliotheksverwaltungssystem unterlegte Struktur beschreiben, sondern die bereits entwickelten bzw. noch zu entwickelnden Modellbeschreibungen auf ihre Verwendbarkeit und Vollständigkeit hin untersuchen. Dies wird durch die prototypische Entwicklung von drei Schnittstellen zu Bibliotheksverwaltungssystemen geschehen. Hinzu kommt ein weiterer Prototyp, der die in der Bibliotheksschnittstelle bereitgestellten Mechanismen zur anwendungsgerechten Strukturierung von Teilefamilien auf ihre Praktikabilität untersucht.

Als Modellierungssprache wird EXPRESS /5/ verwendet, die Modellierung erfolgt in Anlehnung an die STEP-Methodologie (siehe z.B. /4/). Die Verwaltung der abgelegten Daten (Teile!) ist Aufgabe des zu implementierenden Bibliotheksverwaltungssystems (LMS, *Library Management System*).

Schließlich ist noch die Migration von bestehenden Formaten in die neue Struktur zu bewältigen bzw. deren Machbarkeit zu zeigen. Aus diesem Grund werden Konzepte weitverbreiteter Formate (z.B. DIN-V 4000-100) bei der Beschreibung der Bibliotheksstruktur mit berücksichtigt.

Im letzten Arbeitspaket sind projektinterne und parallel laufende Aktivitäten zusammengefaßt, so z.B. die Unterstützung der Normungsbestrebungen auf diesem Bereich. Auch das gesamte Projektmanagement fällt in dieses Arbeitspaket.

Darüberhinaus wurde ein Informationsaustausch mit anderen ESPRIT Projekten vereinbart; dies sind namentlich OLMECO und PISA. Weitere Firmen werden zur Validierung und Begutachtung der Projektergebnisse herangezogen, um einen größeren und breiteren Rückfluß an Informationen aus der Praxis zu erreichen.

2.3 Weitere Bestrebungen

Neben den konkreten Entwicklungsaufgaben des Projektes ist die Verbindung zu jetzigen und zukünftigen Normungsbestrebungen ein weiteres Anliegen.

gen.

Nicht zuletzt beruht das Projekt auf intensiver Vorarbeit auf europäischer und internationaler Ebene. Die Bemühungen der letzten Jahre sollen nun zu einem praktischen Ergebnis geführt werden. Aus diesem Grunde lehnt sich das Projekt auch an bestehenden Normen an und verwendet eine bereits genormte Modellierungssprache und die dahinterstehende Methodik.

Damit soll eine möglichst breite Basis sowohl im wissenschaftlichen Bereich, aber auch bei den späteren Anwendern erreicht werden. Ziel ist es letztendlich, die Ergebnisse der Arbeiten in die internationale Norm einzubringen. Deswegen wurden entsprechende Aktivitäten als Aufgabe mit in das Projekt aufgenommen.

3. Zusammenfassung

PLUS verfolgt zweierlei Ziele. Zum einen sollen die Möglichkeiten einer rechnergestützten Konstruktion weiter ausgebaut werden. Für den Benutzer sollte es eine erhöhte Bequemlichkeit bedeuten, die Konstruktionsteile direkt am Arbeitsplatz auswählen und durch einen sehr einfachen Mechanismus direkt in sein CAD-System einbinden zu können. Zum anderen soll der Ansatz in PLUS die Flexibilität im Austausch bzw. im Angebot von Konstruktionsteilen erhöhen: Der Zulieferer kann individueller anbieten, der Konstrukteur einfacher und schneller darauf zugreifen. Eine Allgemeingültigkeit wird durch die Standardisierungsaktivitäten unterstützt.

Literatur

- /1/ ISO CDC 13584-1: Parts Library, Part 1: Overview and Fundamental Principles; March 1993.
- /2/ Gausemeier, J.; Bugow, R.; Frank, Th.: CAD-Normteiledaten-europäische und internationale Entwicklung.
DIN Mitteilungen 72.4, 1993, 199-205.
- /3/ Bugow, R.: Einbindung der CAD-Normteiledaten in CAD-Systeme.
DIN Mitteilungen 72.4, 1993, 206-211.
- /4/ ISO DIS 10303-1: Industrial automation systems – Product Data Representation and Exchange, Part 1: Overview and fundamental principles; May 1993.
- /5/ ISO DIS 10303-11: Product Data Representation and Exchange, Part 11: The EXPRESS Language Reference Manual; August 1992.

AMANIS - Fertigungsinformationen für die Konstruktion

Prengemann, U.; Schmitt, R.

Seit November 1992 ist das IMW Koordinator des Forschungsprojekts AMANIS (Advanced Manufacturing Information System for the Designer). Dieses Projekt wird von der Europäischen Gemeinschaft im Rahmen des Brite-EuRam II Programms bis 1995 gefördert. Im folgenden werden das Projekt und die Ergebnisse des ersten Jahres vorgestellt.

1. Ausgangspunkt und Ziel von AMANIS

AMANIS wird einen Ansatz für die Sammlung, Aufbereitung und Bereitstellung von Fertigungsinformationen entwickeln. Der Ausgangspunkt für dieses Projekt sind zwei Informationsinseln, die es zu verbinden gilt:

Zum einen besteht in der Konstruktion ein riesiger Informationsbedarf. Die Mehrzahl der Entscheidungen im Konstruktionsprozeß beeinflussen die spätere Fertigung und müssen daher deren Fähigkeiten berücksichtigen. Der Informationsbedarf wird heute jedoch nur teilweise befriedigt; meist durch betriebs-spezifisch erarbeitete Richtlinien oder durch Erfahrungen, die in längerer Konstruktionspraxis gewon-

nen wurden.

Demgegenüber steht ein Informationsangebot in einer Vielzahl von Informationssystemen, die heute in der Fertigung eingesetzt werden (z.B. PPS-Systeme oder Fertigungssteuerungen). In diesen Systemen ist der aktuelle Zustand der Fertigung abgebildet. Im Rahmen der Auftragsnachkalkulation und der Qualitätssicherung sind die Resultate der Fertigung und implizit auch Fertigungserfahrungen gespeichert.

Das Ziel von AMANIS ist es nun, diese beiden Pole zusammen zu bringen, d.h. die Fertigungsinformationen dem Konstrukteur zur Verfügung zu stellen. Das Vorgehen ist wie folgt strukturiert (**Bild 1**):

- Analyse der existierenden Informationsflüsse in Konstruktion, Arbeitsplanung und Fertigung,
- Aufbau eines Informationsmodells zur Abbildung der relevanten Informationen,
- Entwicklung einer Strategie zur Gewinnung der Fertigungsinformationen (Instantiierung des Modells, *Collection & Selection*),
- Darstellung des Zusammenhangs zwischen einer

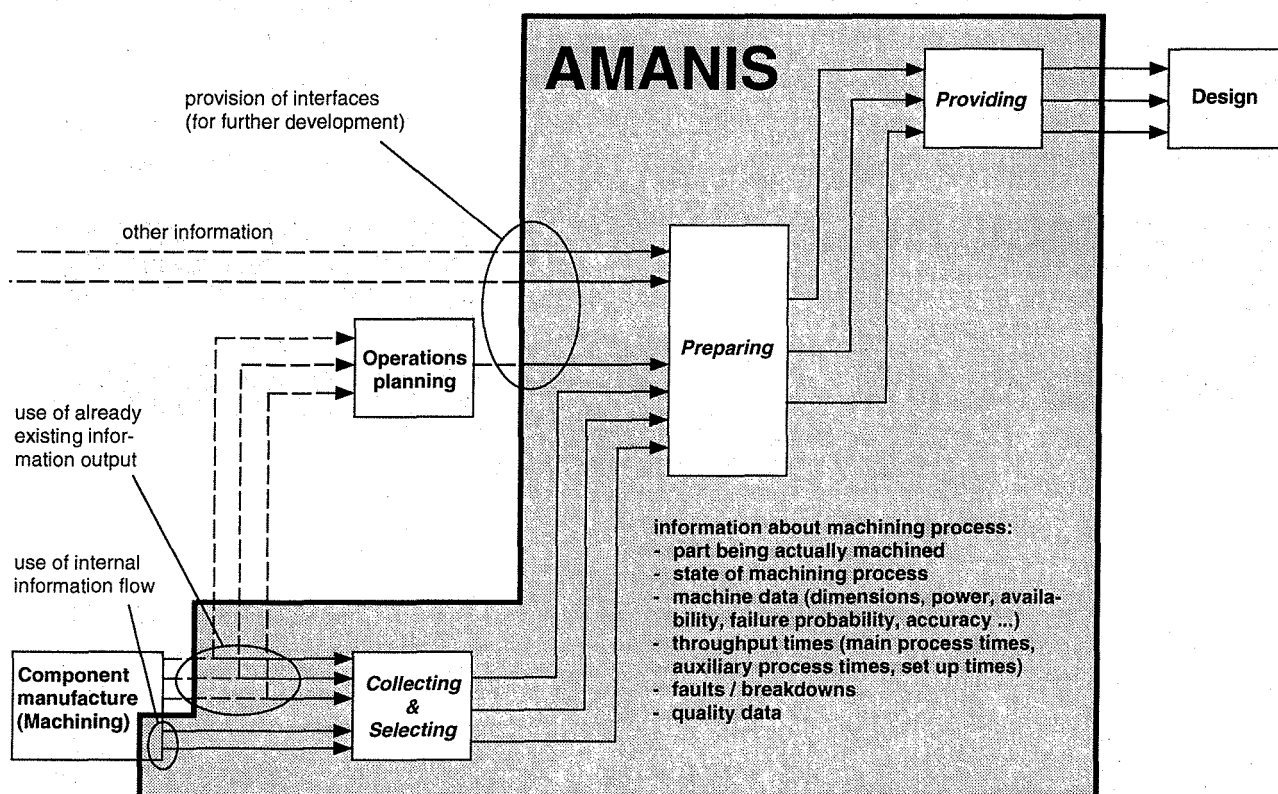


Bild 1 AMANIS Konzept

Konstruktionsabfrage und den Fertigungsinformationen (*Preparation*),

- Bereitstellung der gewonnenen Informationen für den Konstrukteur und Einbindung in den Konstruktionsprozeß (*Provision*).

AMANIS beschränkt sich vorerst auf spanabhebende Fertigungsverfahren (Drehen und Fräsen). Es liegt in der Natur von Grundlagenprojekten, daß zunächst ein allgemeiner Ansatz die Nutzbarkeit aufzeigen wird.

Neben dem IMW ist die Abteilung für Computerwissenschaften der Technischen Universität Athen (NTUA) und die School of Electrical, Electronic and Systems Engineering (ELSYM) der Universität Wales - College of Cardiff beteiligt. Forschungsschwerpunkte unserer Partner in Athen sind entscheidungsunterstützende Systeme, während ELSYM über Erfahrungen im Bereich der künstlichen Intelligenz und speziell der neuronalen Netze verfügt.

Ein industriell einsetzbares Software-System wird das Ergebnis eines folgenden Industrieforschungsprojekts sein, für das noch Partner gesucht werden.

2. Fertigungsinformationen

Fertigungsinformationen sind Informationen über die Fertigung und aus der Fertigung (**Bild 2**). Informationen über die Fertigung sind Basis- und Ablaufinformationen, Informationen aus der Fertigung sind Zustandsinformationen und Resultate.

Keine Fertigungsinformationen sind Produktbeschreibungen incl. deren Funktionen und Elemente,

Arbeitspläne und Aufträge.

I. Basisinformationen

Basisinformationen beschreiben die Elemente, aus denen eine Fertigungseinrichtung aufgebaut ist. Das sind über endliche Zeiträume indifferente Informationen über Betriebsmittel (Maschinen, Werkzeuge, Transporteinrichtungen ...).

II. Strukturinformationen

Strukturinformationen beschreiben den Zusammenhang zwischen den Elementen der Fertigung. Dies beinhaltet insbesondere die Aufbau- und die Ablauforganisation einer Fertigung.

III. Zustandsinformationen

Zustandsinformationen beschreiben den Zustand einer Fertigung zu einem bestimmten Zeitpunkt. Dieser wird durch die verfügbare Kapazität, den aktuellen Zustand der Betriebsmittel, den Auftragsstand und die laufenden Prozesse beschrieben.

IV. Resultate

Als Resultate werden die beschriebenen und archivierte Fertigungserfahrungen bezeichnet. Das sind

- Informationen über realisierte Objekte wie Produkte oder Baugruppen, Einzelteile oder Features,
- Informationen über realisierte Prozesse wie z.B. für den Prozeß genutzte Maschine, verwendete technologische Parameter und Ergebnis (reali-

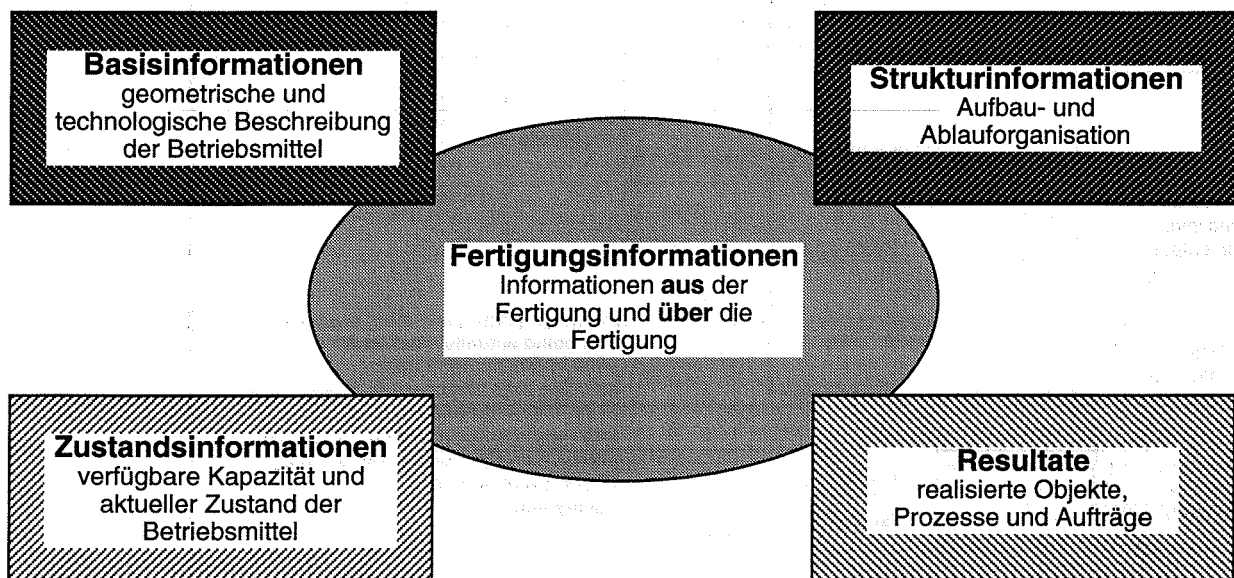


Bild 2 Fertigungsinformationen

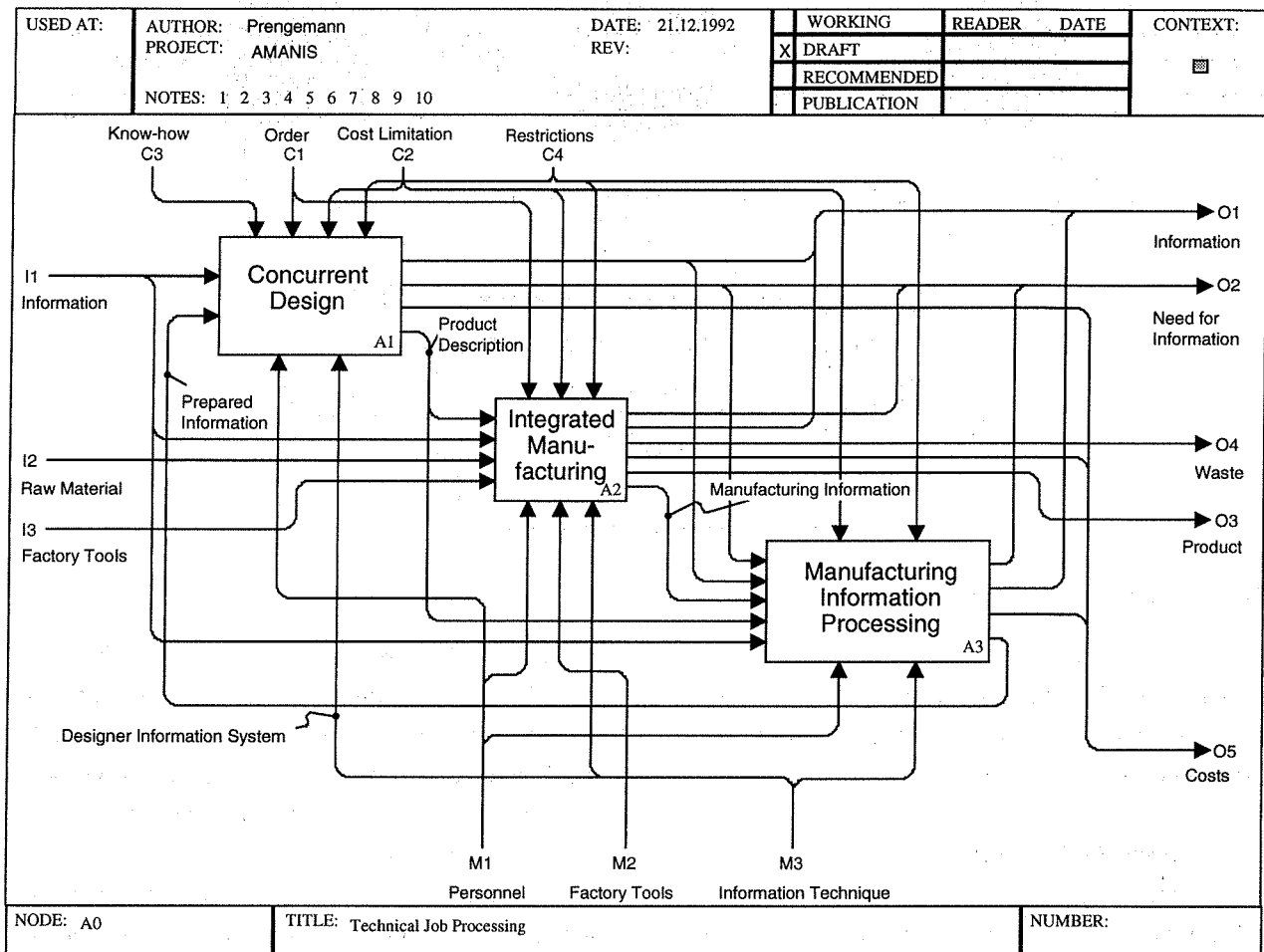


Bild 5 A0-Aktigramm der SADT-Analyse (Technical Job Processing)

4. Ergebnisse des ersten Projektjahrs

Gegenstand der Untersuchungen im ersten Projektjahr (1.11.92 bis 31.10.93) war zum einen die Analyse von Informationsflüssen in den technischen Bereichen eines Produktionsunternehmens. Zum anderen war - ausgehend von den Ergebnissen dieser Analyse - ein Informationsmodell zu entwickeln, das als Basis für die im zweiten Projektjahr anstehende Softwareentwicklung dienen soll.

Die Analyse der Informationsflüsse wurde mit Hilfe der SADT-Methode durchgeführt (SADT = Structured Analysis and Design Technique). **Bild 5** zeigt das A0-Aktigramm dieser Analyse. Die integrierte technische Auftragsabwicklung (*Technical Job Processing*) läßt sich demzufolge in einen produktdefinierenden (*Concurrent Design*) und einen produktrealisierenden Abschnitt (*Integrated Manufacturing*) unterteilen. *Concurrent Design* bedeutet, daß Konstruktion und Fertigungsprozeßplanung gemeinsam auf der Basis eines integrierten Konstruktionsarbeitsplatzes stattfinden. *Integrated Ma-*

nufacturing umfaßt Aktivitäten der operationellen Ebene. Darunter fallen vorbereitende, logistische und ausführende Prozesse, die vom Materialfluß durchlaufen werden und im Zusammenhang mit der spanenden Fertigung stehen, sowie deren Kontrolle und Steuerung.

Die Informationsverarbeitung ist unter üblichen Gesichtspunkten Bestandteil der beiden vorgenannten Aktivitäten. Die Sammlung, Selektierung und Aufbereitung von Informationen aus der operationellen Ebene und deren Bereitstellung in der Konstruktion ist jedoch im Rahmen dieses Projektes von besonderem Interesse, weshalb diese Aktivitäten unter "Manufacturing Information Processing" als eigenständiger Komplex zusammengefaßt wurden.

Insgesamt umfaßt die ausgeführte Analyse 34 Aktigramme, wobei der Schwerpunkt auf einer ausführlichen Darstellung von Entwurfs- und Detaillierungsphase im Konstruktionsprozeß lag. Die Bedeutung von Fertigungsinformationen ist in diesen Abschnitten am größten, vor allem dann, wenn die Informa-

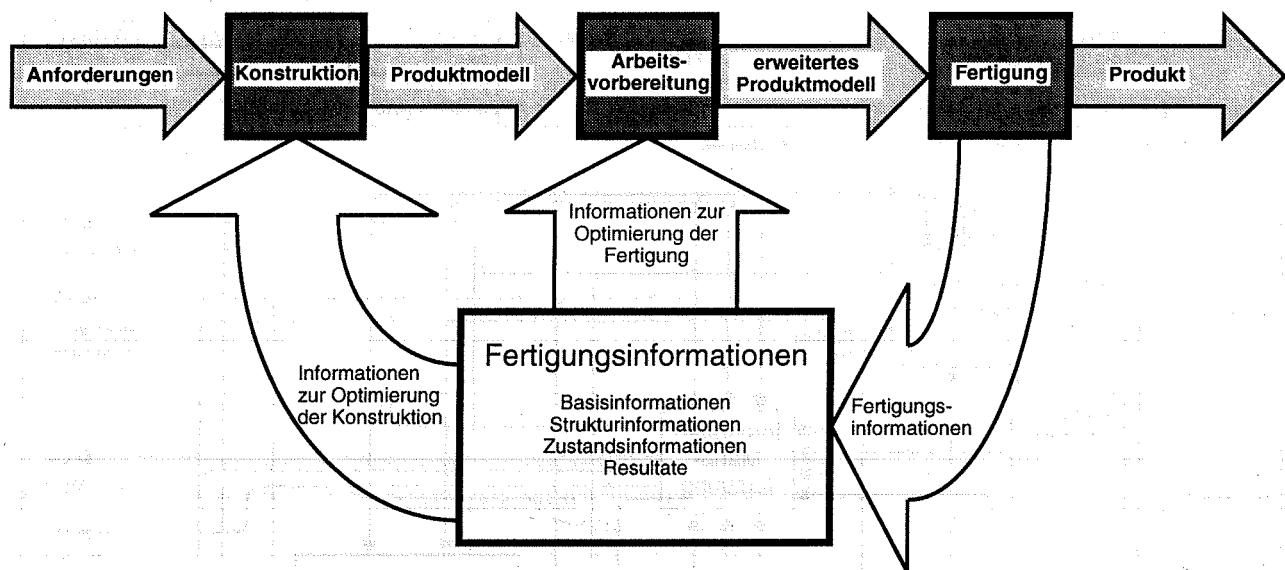


Bild 3 Fertigungsinformationen in der Prozesskette

siertes Objekt) sowie

c) realisierte Fertigungsaufträge, eine auftragsorientierte Zusammenfassung von realisierten Produkten und deren Kosten- und Zeitinformationen.

3. Nutzungsmöglichkeiten

Fertigungsinformationen beschreiben die Fertigung und entstehen dort. Ein Teil der Informationen findet heute Verwendung in der Arbeitsvorbereitung, wo sie zur Planung, Steuerung und Optimierung der Fertigung genutzt werden.

Aufgrund der Bedeutung der Konstruktion für das spätere Produkt ist es besonders wichtig, Fertigungsinformationen schon bei der Produktfestlegung zu berücksichtigen. Dies wird heute bereits vielfach getan, obgleich es dort noch erhebliche Verbesserungsmöglichkeiten gibt.

Die Einordnung der Fertigungsinformationen in die Prozesskette zeigt **Bild 3**.

Fertigungsinformationen können für qualitative, quantitative und vergleichende Aussagen genutzt werden **Bild 4**.

Qualitative Aussagen sind grundsätzliche Aussagen zur Herstellbarkeit (Ja / Nein - Aussagen). Das beinhaltet die geometrischen und technologischen Möglichkeiten der Herstellung, z.B. "Sind die vorhandenen Maschinen in der Lage, bestimmte Formelemente zu erzeugen?". Qualitative Aussagen beziehen sich sowohl auf Features als auch auf vollständige Einzelteile oder Produkte.

Quantitative Aussagen ergänzen die qualitativen

Aussagen. Hier werden Kosten und Zeiten zur Quantifizierung eingesetzt. So kann z.B. ermittelt werden, wieviel Kosten ein Teil verursacht oder welche Fertigungszeit benötigt wird. Quantitative Aussagen beziehen sich hauptsächlich auf vollständige Einzelteile oder Produkte.

Der Bezug zu kompletten Einzelteilen ist beim Vergleich nicht erforderlich. Dieser stellt alternative Lösungen gegenüber. Dabei können auch Elemente verglichen werden, ohne daß das vollständige Einzelteil bekannt ist.

Allgemein ist ein Vergleich durch folgende Schritte gekennzeichnet:

- Sicherstellung der Vergleichbarkeit der Objekt
- Vergleich der Eigenschaften der Objekte
- Darstellung der Ergebnisse
- Bewertung und Interpretation der Ergebnisse

Ziel der Vergleiche ist es, entweder die kostengünstigere, die schnellere oder die fertigungstechnisch sicherere Lösung zu finden.

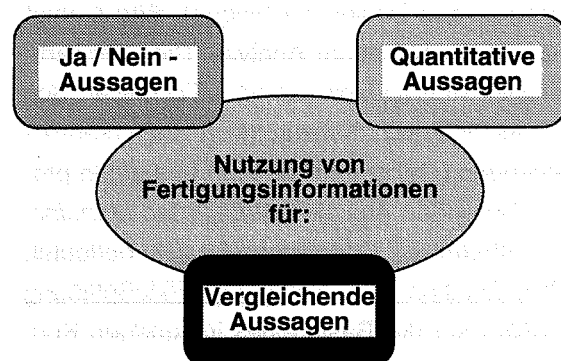


Bild 4 Nutzungsmöglichkeiten

tionsbereitstellung an *Features* geknüpft erfolgt. Für den Konstrukteur ist beispielsweise die Information "Hohe Wahrscheinlichkeit des Werkzeugbruchs" nur dann verwertbar, wenn sich diese Information auf ein spezifisches Formelement (z.B. Nut) als Bestandteil eines Werkstücks (z.B. Welle) bezieht.

Aus diesem Beispiel ist ferner erkennbar, daß sehr viele Einflüsse auf den Fertigungsprozeß berücksichtigt werden müssen, denn die Wahrscheinlichkeit des Werkzeugbruchs ist als Funktion von Geometrie, Werkstoff, technologischen Daten (Vorschub, Spindeldrehzahl, Schnitttiefe), Maschine, Werkzeug, Werkzeug-, Werkstückeinspannung u.a. zu sehen. Deshalb spielt die Prozeßplanung (CAPP = Computer Aided Process Planning) in ihrer Eigenschaft als Verbindungsglied zwischen Konstruktion und Werkstattbereich eine besondere Rolle. Um eine geeignete Grundlage für die Verarbeitung von Fertigungsinformationen zu erzeugen, muß neben dem CAD- auch das CAPP-System eine feature-orientierte Struktur aufweisen. Während diese geforderte Eigenschaft bei verschiedenen

CAD-Systemen bereits seit einiger Zeit vorhanden ist, gibt es im Bereich der CAPP-Systeme noch keine kommerzielle Software, die als ideale Grundlage für eine feature-orientierte Informationsverarbeitung bezeichnet werden könnte. Wie eine Untersuchung über den Stand der Forschung im Bereich der feature-basierten CAPP-Systeme ergab, gilt dies auch für die aktuellen theoretischen Ansätze. Es wurde deshalb unter den Projektpartnern vereinbart, einen geeigneten CAPP-Ansatzes in einem weiterführenden Projekt zu entwickeln. Dies gilt auch für die Ausarbeitung einer Strategie zur feature-basierten Maschinendatenerfassung (MDE). Bislang werden Maschinendaten von den Fertigungssteuerungen lediglich auftrags-, d.h. werkstückorientiert, erfaßt. In dieser Form sind die gesammelten Daten im Sinne von AMANIS nicht verwertbar. Wesentliche Voraussetzung für die Lösung dieses Problems ist die Schaffung einer feature-basierten Struktur im Bereich der NC-Programme. Eine praxisrelevante Bewertung der theoretischen Ergebnisse dieses Grundlagenforschungsprojektes wird durch eine von allen Projektpartnern durchge-

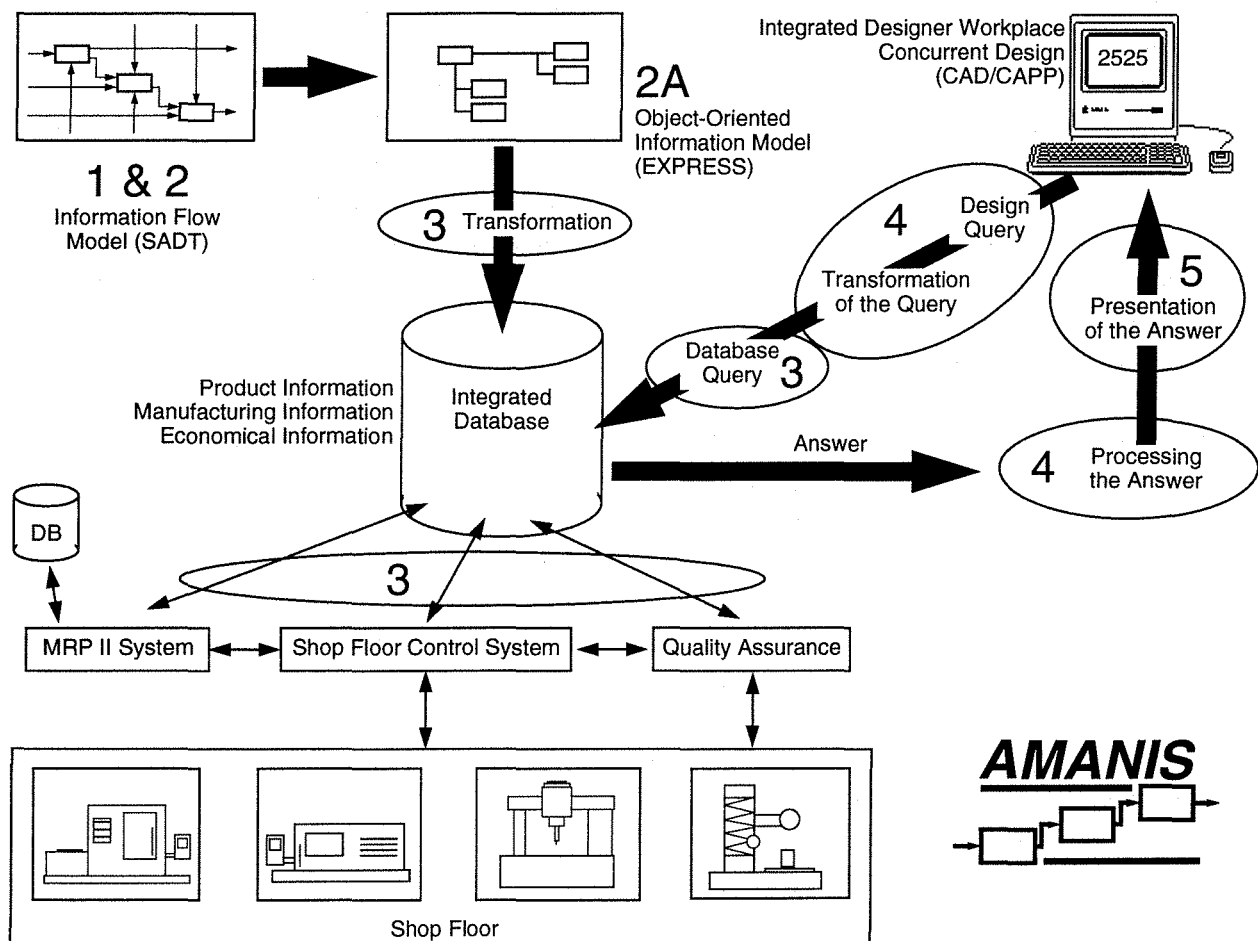


Bild 6 Aufgabenstruktur von AMANIS

fürte Industriebefragung sichergestellt. Ziel dieser Umfrage war und ist die Analyse implementierter und geplanter Informationstechnologien und den damit verbundenen Informationsflüssen in verschiedenen Industrieunternehmen. Um eine ausreichende statistische Grundlage zu erarbeiten sollen insgesamt 20 Firmen befragt werden. Bislang wurden acht Betriebe in Deutschland, Großbritannien, Spanien und Griechenland befragt. Dies reicht noch nicht aus, um endgültige Aussagen treffen zu können. Allerdings zeichnet sich in den Unternehmen deutlich eine starke Tendenz und eine hohe Bereitschaft zur Einführung innovativer Informationstechnologien ab. In einigen Produktionsbetrieben sind bereits heute wesentliche Voraussetzungen für die Implementierung eines Systems, das aus AMANIS resultiert, gegeben.

Bereits während der Analyse der Informationsflüsse in Aufgabe 1 und 2 wurde erkannt, daß für die anstehende Softwareentwicklung ein objekt-orientierter Ansatz notwendig ist. Deshalb mußte eine zusätzliche Aufgabe 2A definiert werden, die ausgehend von den Ergebnissen der SADT-Analyse die Entwicklung eines objekt-orientierten Informationsmodells zum Ziel hatte. Dieses Informationsmodell wurde in Anlehnung an ISO-10303 Standard for the Exchange of Product Model Data (STEP) in der Modellierungssprache EXPRESS erstellt und dient als Grundlage für eine integrierte Datenbasis (**Bild 6**).

5. Zukünftige Arbeiten

An der Ausführung der Aufgaben 1, 2 und 2A waren alle Projektpartner beteiligt. Die technische Verantwortung lag beim IMW. Auch bei der Bearbeitung der zukünftigen Aufgaben wird das IMW beteiligt sein. Hier liegt die technische Verantwortung für die Aufgaben 3, 4 und 5 bei den Projektpartnern. Ziel der Aufgabe 3 ist zum einen die Ableitung einer objekt-orientierten Datenbasis aus dem entwickelten Informationsmodell. Dazu wird u.a. die Software STEP ToolsTM verwendet. Zum anderen müssen die Schnittstellen dieser Datenbasis sowohl zum integrierten Konstruktionsarbeitsplatz als auch zur Fertigungssteuerung (*Shop Floor Control System*) und zum PPS-System (*MRP II - System = Manufacturing and Resource Planning*) definiert werden. Eine Schnittstelle zum PPS-System ist deshalb notwen-

dig, da für den Konstrukteur zur Beurteilung verschiedener Funktionsträgeralternativen auch Informationen über Zukaufteile und Lagerbestände von Interesse sind. Die Leitung der Aufgabe 3 hat ELSYM (Cardiff) übernommen. Der Lösungsansatz kommt aus dem Bereich der künstlichen Intelligenz / neuronale Netzwerke. Nach einer genauen Definition der vom Konstrukteur benötigten Informationen und anhand konkreter CAD-Modelle sollen verschiedene Netzwerkarchitekturen auf deren Eignung hin überprüft werden. Nach Auswahl einer bestimmten Netzwerkarchitektur zur Sammlung der benötigten Informationen ist auch die Datenstruktur auf die von Konstruktionsseite her zugegriffen wird vorgegeben. Die Aufgaben 4 und 5 (Leitung NTU Athen) beschäftigen sich deshalb zum einen mit der datenbasis-konformen Umwandlung der Konstruktionsanfrage und zum anderen mit der Aufbereitung sowie der Bereitstellung der Informationen. In einer abschließenden Aufgabe 6 soll der entwickelte Systemprototyp im CIM-Labor des IMW installiert, getestet und bewertet werden.

6. Zusammenfassung

Das Forschungsprojekt AMANIS konnte im ersten Projektjahr den spezifischen Bedarf an Fertigungsinformationen im Konstruktionsbereich nachweisen. Die benötigten Informationen wurden in einem Informationsmodells abgebildet.

Im laufenden Jahr wird ein Ansatz zur Sammlung dieser Informationen mit Hilfe neuronaler Netzwerke entwickelt. Damit werden im Rahmen dieses Grundlagenprojektes gute Voraussetzungen für eine zukünftige industrielle Anwendung geschaffen. Diese kann Ergebnis eines anschließenden Industrieprojektes sein.

7. Literatur

Pregemmann, U.:

Fertigungsinformationen für die Konstruktion bereitstellen; ZWF 88 (1993) 7-8

PICASSO - Eine wissensbasierte Konstruktionsumgebung

Heinen, F.; Holland, M.; Kalwa, R.

Seit Januar diesen Jahres läuft am Institut für Maschinenwesen das Brite-EuRam Projekt PICASSO (Practical and Intelligent CAD for Assembly Objects). Gegenstand dieses EG-Industrieprojektes ist die Entwicklung eines sogenannten Designer Support (DS)-System, also einer wissensbasierten Konstruktionsumgebung. Dies soll am Beispiel von Kunststoffspritzguß- und Umformwerkzeugen durchgeführt werden.

Der vorliegende Bericht stellt den derzeitigen Stand und die weitere Vorgehensweise des Projektes dar.

1. Einleitung

Im Projekt arbeitet ein Konsortium aus fünf europäischen Partnern gemeinsam an der gestellten Problematik. Involviert sind das Softwareunternehmen DELCAM International aus Großbritannien, das Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal, der Kunststoffspritzgußformenhersteller Marés S.A. aus Spanien, das Softwareunternehmen Technocad aus Irland und das Department of Mechanical Engineering der Universität Liverpool.

Die Verteilung der Aufgaben gliedert sich dabei wie folgt:

Die Firma DELCAM International hat im Rahmen dieses Projektes die Funktion der Koordination bzw. der Projektleitung übernommen. Sie ist im wesentlichen für die Softwareentwicklung verantwortlich.

Das Institut für Maschinenwesen leistet Arbeiten im Bereich der Wissensakquirierung bzw. der Analyse des Konstruktionsprozesses von Kunststoffspritzgußwerkzeugen. Ziel ist die Entwicklung eines STEP (Standard for the Exchange of Product Model Data) konformen Informationsmodells zur Beschreibung funktionsorientierter Toleranzen sowie deren Festlegung mittels eines entsprechenden Softwaremoduls.

Die Firma Marés S.A. liefert das zur Entwicklung einer solchen Software notwendige Experten-Know-How aus dem Bereich der Kunststoffspritzgußformenherstellung und bringt gleichzeitig ihre praxisorientierten Anforderungen an ein solches DS-System ein.

Das Softwareunternehmen Technocad übernimmt eine beratende Rolle, da hier schon Erfahrungen in der Entwicklung von DS-Systemen bei ähnlichen Problemstellungen vorliegen.

Das Department of Mechanical Engineering arbeitet an der Analyse des Konstruktionsprozesses im Bereich der Stanzwerkzeugherstellung und entwickelt in diesem Zusammenhang Regeln zur Beschreibung von Baugruppen (Assemblies).

2. Projektstart

In der Projektstartphase wurde zunächst das nötige Wissen über Kunststoffspritzgußformen und den Konstruktionsprozeß solcher zusammengetragen. Zu diesem Zweck recherchierte das Institut für Maschinenwesen einige Monate bei der Firma Marés S.A. in Barcelona/Spain. Allgemein lassen sich Kunststoffspritzgußformen in zwei Gruppen aufteilen. Auf der einen Seite die Standardformen für kleinere Produkte wie Cremedosen, Telefongehäuse und andere Gebrauchsgegenstände des täglichen Bedarfs, auf der anderen Seite die Sonderformen für größere Produkte wie PKW-Stoßfänger, PKW-Armaturenblecher bzw. äußerst komplexe Produkte wie Getränkeboxen und Laugenbehälter für Waschmaschinen.

Im Bereich der Konstruktion von Standardspritzgußformen existiert bereits das durch die Firma Technocad entwickelte DS-System CAMMold. Dieses DS-System unterstützt jedoch ausschließlich den Konstruktionsvorgang für Werkzeuge aus nahezu 100% Standardteilen. Es beinhaltet keine lernfähige bzw. konfigurierbare Komponente, die es dem Anwender gestattet, firmenspezifisches Know-How in das System zu implementieren. Es ist für den Einsatz im Bereich großer bzw. komplexer Kunststoffspritzgußformen, wie sie Gegenstand dieses Projektes sind und bei der Firma Marés S.A. hergestellt werden, nicht in allen Fällen geeignet.

Eine Vorstellung über den Komplexitätsgrad hier behandelter Kunststoffspritzgußformen liefert die Zusammenbauzeichnung in **Bild 1**. Es ist jedoch zu berücksichtigen, daß diese Zeichnung nur eine Ebe-

ne der Spritzform zeigt. Bei besonders schwierigen Formen, insbesondere Spritzgußformen für PKW-Armaturenbretter - mit einem hohen Anteil an Freiformflächen - wie sie auch in diesem Projekt behandelt werden, kann ein Zeichnungssatz leicht bis zu mehreren hundert Einzelteilzeichnungen und Zusammenbauzeichnungen beinhalten.

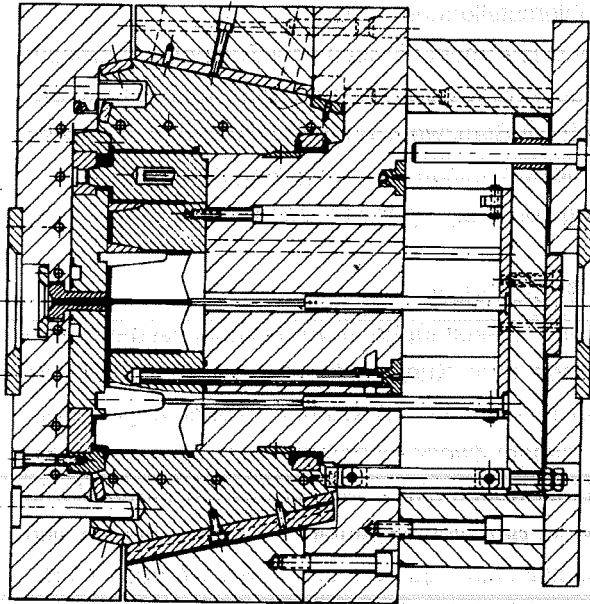


Bild 1 Kunststoffspritzgußform

3. SADT-Analyse des Konstruktionsprozesses von Kunststoffspritzgußformen

Um die Struktur des Konstruktionsprozesses vollständig und abgestimmt auf den besonderen Ablauf im Kunststoffformenbau zu erfassen wurde zunächst eine SADT-Analyse (Structured Analysis and Design Technique) /1/ durchgeführt.

Diese Methode wurde bereits in den 60iger Jahren in ihren Grundlagen durch das MIT (Massachusetts Institute of Technology) entwickelt und eignet sich zur Systemanalyse komplexer Abläufe bzw. Gesamtkomplexitäten.

Eine SADT-Analyse gliedert sich stets in zwei Teile: Den graphischen Teil, der in Form von sogenannten Aktivigrammen eine hierarchische Aufgliederung der Gesamtkomplexität in ihre Teilaktivitäten unter Berücksichtigung einer festen Syntax darstellt, und den beschreibenden Teil, der die Aktivigramme in schriftliche Form faßt und zusätzlich wichtige Erläuterungen gibt.

Allgemein ist eine Aktivität, sei es Gesamt- oder Teil-

aktivität, immer durch ihre Eingangs-, Ausgangs- und Steuergrößen sowie einwirkende Hilfsmittel gekennzeichnet (Bild 2).

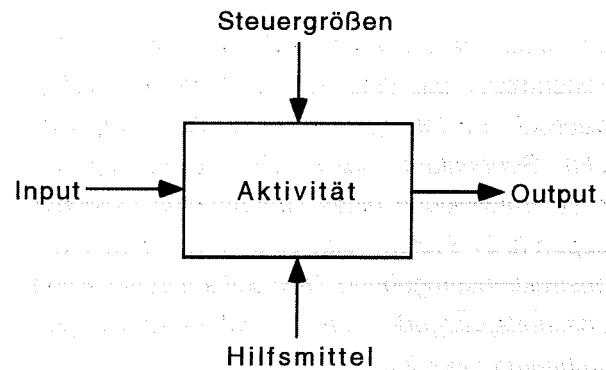


Bild 2 Schema eines Aktivigramms

Der Input (Eingangsgröße) einer Aktivität stellt in diesem Zusammenhang den Datenbestand dar, der im Rahmen der Aktivität verändert wird. Dieser veränderte Datenbestand liegt nach Durchführung der Aktivität in Form von einem oder mehreren Outputs (Ausgangsgrößen) vor. Diejenigen Größen, die die Durchführung der Aktivität beeinflussen, werden als Steuergrößen bezeichnet. Zur Durchführung der Aktivität verwendete Hilfsmittel sind ebenfalls dargestellt.

Die Bilder 3 und 4 zeigen die ersten zwei Seiten der in Spanien für die Kunststoffformenkonstruktion erstellten SADT-Analyse.

Bild 3 stellt das sogenannte Kontext-Aktivigramm dar. In ihm wird die im folgenden zu analysierende Gesamtkomplexität mit allen einwirkenden Größen dargestellt. Als Input bzw. Steuergrößen sind hier der Konstruktionsauftrag, die Kunststoffteilzeichnungen, die Kunststoffteilerflächen und die technischen Spezifikationen - insbesondere hinsichtlich des verwendeten Kunststoffmaterials - gegeben. Als weitere Steuergröße wirken die vom Kunden während des gesamten Konstruktionsvorgangs nachgereichten Modifikationen. Sie spielen gerade im Bereich der Kunststoffspritzgußteile eine sehr wichtige Rolle, da der Kunde normalerweise aus Gründen der Zeitersparnis in einem sehr frühen Entwicklungsstadium den Konstruktionsauftrag der Kunststoffspritzgußform an den Formenhersteller vergibt. Nur diese Verfahrensweise macht es möglich, daß

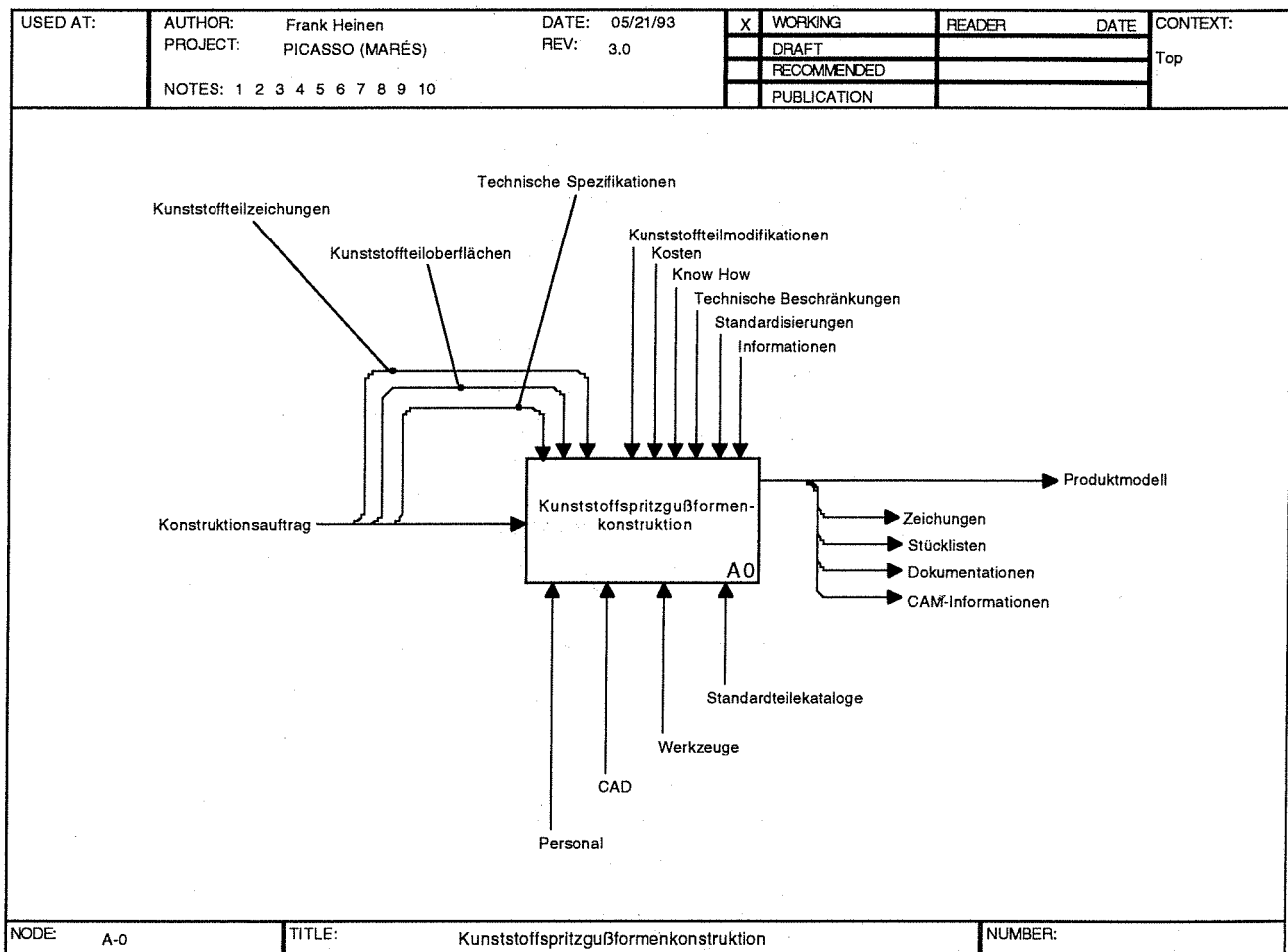


Bild 3 Kontext-Aktigramm zur Kunststoffspritzgußformenkonstruktion

die Kunststoffspritzgußform relativ schnell nach endgültiger Definition des Kunststoffteils zur Verfügung steht. Üblicherweise sind Fertigstellungszeiten inklusive Konstruktions- und Montagezeiten von drei bis zwölf Monaten einzukalkulieren. Wird allerdings parallel zur Entwicklung des Kunststoffteils die Konstruktion und Montage der Form vorgenommen, bedeutet dies, daß zum Zeitpunkt der endgültigen Definition des Kunststoffteils nicht mehr die gesamte Form, sondern nur noch die Formplatten (sog. Cavity und Core) konstruiert und gefertigt werden müssen. Alle übrigen Formelemente sind zu diesem Zeitpunkt bereits gefertigt und montiert. Die Form steht also in kürzestem Zeitraum zur Verfügung.

Diese Art der parallelen Verfahrensweise - Konstruktion zur Fertigung - ist im Bereich des Kunststoffformenbaus üblich, und nur wenige Standardformen wie solche für Getränkekästen fallen aus diesem Rahmen heraus und werden teilweise auf Vorrat ohne konkreten Kundenauftrag gebaut.

Die übrigen Steuergrößen, Hilfsmittel und Outputs sind für Konstruktionsprozesse allgemein übliche Größen. Haupt-Output ist das Produktmodell, also die Gesamtinformationen, die ein Produkt beschreiben.

Bild 4 zeigt die Grundaktivitäten in der Kunststoffspritzgußformenkonstruktion. Hier lassen sich die nach Pahl/Beitz [2] postulierten Konstruktionsarbeitsschritte "Klären der Aufgabenstellung", "Entwerfen", "Konzipieren", "Ausarbeiten" in leichter Abwandlung wiedererkennen. Es soll an dieser Stelle aber nicht näher darauf eingegangen werden.

In **Bild 5** ist schließlich das aufgrund der SADT-Analyse erarbeitete Aktivitätenlisting dargestellt. Es gibt alle notwendigen Schritte vom Eingang des Konstruktionsauftrags bis zur Erstellung der Enddokumentation bzw. allgemein des Produktmodells wieder.

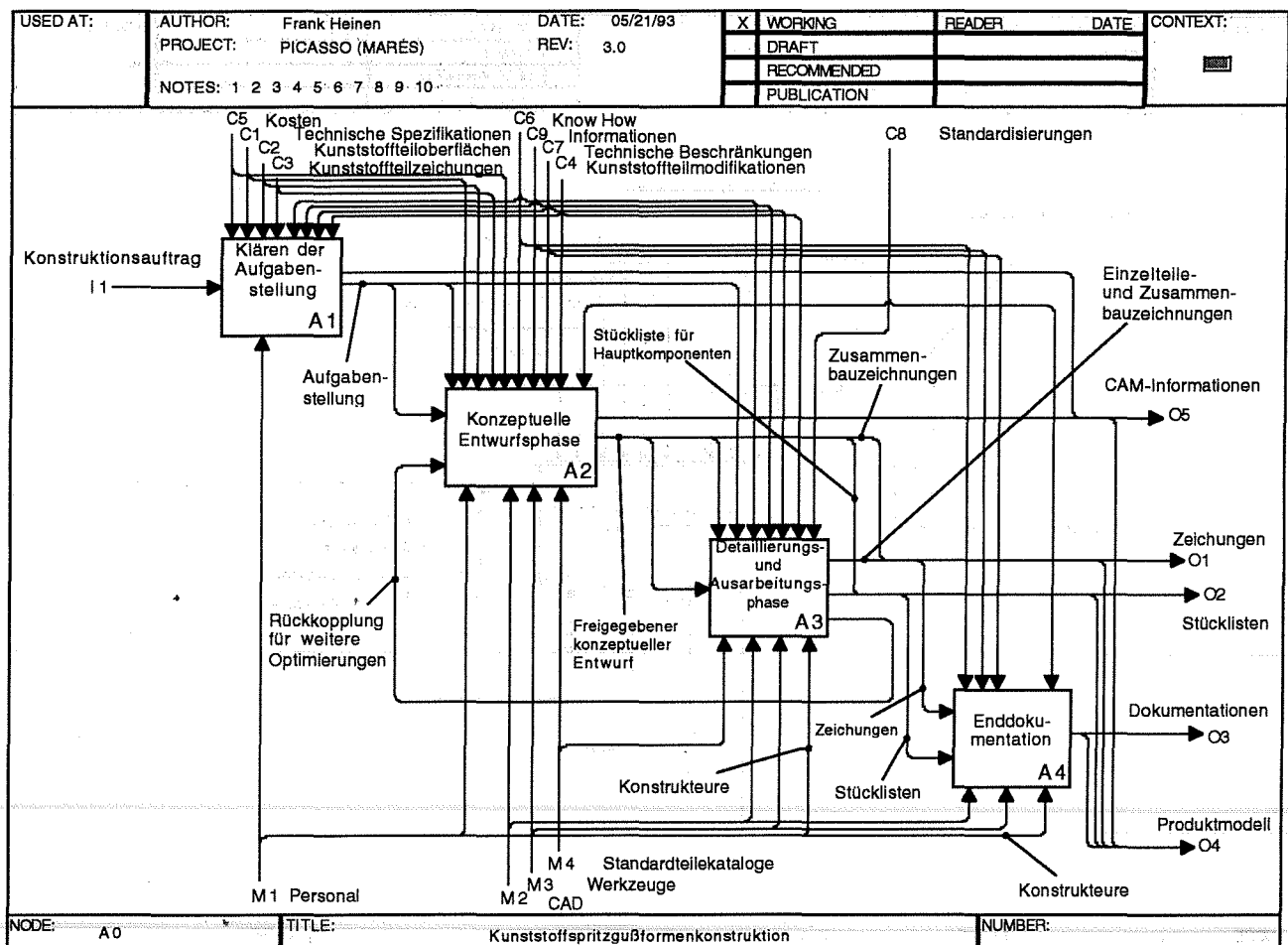


Bild 4 Aktogramm zum Ablauf einer Kunststoffspritzgußformenkonstruktion

<p>A1 Klären der Aufgabenstellung</p> <p>A11 Analyse des Kunststoffteils</p> <p>A111 Feststellung des Informationsstands</p> <p>A112 Problemanalyse am Kunststoffteil</p> <p>A113 Diskussion der Probleme mit dem Kunden</p> <p>A114 Detaillieren des Kunststoffteiloberflächenmodells</p> <p>A12 Beschränkungen berücksichtigen</p> <p>A121 Kunststoffspritzgußmaschineneigenschaften berücksichtigen</p> <p>A122 Lebensdauer bzw. Stückzahl festlegen</p> <p>A123 Spritzzyklus und Anzahl der Teile in einer Form berücksichtigen</p> <p>A13 Pflichtenheft vervollständigen</p> <p>A131 Kundenanforderungen festlegen</p> <p>A132 Angebotsanforderungen festlegen</p> <p>A2 Konzeptuelle Entwurfsphase</p> <p>A21 Konzeptueller Entwurf der Spritzgußform</p> <p>A211 Berücksichtigung der Wärmedehnung des Kunststoff-spritzgußteils</p> <p>A212 Festlegung der Spritzgußteilposition</p> <p>A213 Hinterschnitte berücksichtigen</p> <p>A22 Feststellen der Hauptfunktionsträger</p> <p>A221 Erstellen der Funktionsanalyse</p> <p>A222 Festlegung der Hauptfunktionsträger</p> <p>A2221 Festlegung der Hinterschnittssysteme</p> <p>A2222 Festlegung des Einspritzsystems und der -punkte</p> <p>A2223 Festlegung des Auswerfersystems und der -punkte</p> <p>A2224 Festlegung des Schließsystems</p> <p>A2225 Festlegung der Hauptplatten</p> <p>A2226 Festlegung der Führungssysteme</p> <p>A2227 Festlegung der Kühlung</p> <p>A23 Festlegung der Grundabmessungen</p> <p>A24 Analyse potentieller Probleme</p> <p>A25 Freigeben des konzeptuellen Entwurfs zusammen mit dem Kunden</p> <p>A26 Erstellen einer vorläufigen Stückliste für die Hauptteile</p>	<p>A3 Detaillierungs- und Ausarbeitungsphase</p> <p>A31 Detaillierung des Spritzgußformzusammenbaumodells</p> <p>A311 Hauptfunktionsträger detaillieren</p> <p>A3111 Exakte Gestalt und Dimension der Hauptfunktionsträger festlegen</p> <p>A3112 Toleranzen- und Oberflächenangaben für Hauptfunktionsträger festlegen</p> <p>A312 Nebenfunktionsträger festlegen</p> <p>A3121 Exakte Gestalt und Dimension der Nebenfunktionsträger festlegen</p> <p>A3122 Material der Nebenfunktionsträger festlegen</p> <p>A3123 Toleranzen- und Oberflächenangaben für Nebenfunktionsträger festlegen</p> <p>A313 Kühlung-, Elektrik- und Hydrauliksysteme vorsehen</p> <p>A314 Letzte Überprüfung der Detaillierungen</p> <p>A32 Erstellen von Einzel- und Zusammenbauzeichnungen</p> <p>A321 Zusammenbauzeichnungen erstellen</p> <p>A322 Baugruppenzeichnungen erstellen</p> <p>A323 Einzelteilzeichnungen erstellen</p> <p>A33 Stückliste erstellen</p> <p>A4 Enddokumentation</p> <p>A41 Erstellen von Schemata</p> <p>A411 Funktionsschema erstellen</p> <p>A412 Kühlungsschema erstellen</p> <p>A413 Hydraulikschema erstellen</p> <p>A414 Elektrikschema erstellen</p> <p>A42 Dokumentation erstellen</p> <p>A421 Kontroll- und Meßdokumentation</p> <p>A422 Enddokumentation erstellen</p>
--	--

Bild 5 Aktivitäten-Listing für die Konstruktion von Kunststoffspritzgußteilen

4. Toleranzenfestlegung

Die Toleranz- bzw. Oberflächenfestlegung stellt heute immer noch ein hohes Potential an Rationalisierungsmöglichkeiten in konstruktiven Prozessen dar. Leider liegen jedoch in diesem Wissensgebiet häufig nicht ausreichende Kenntnisse vor. Dies hat zur Folge, daß die Toleranzen bei der Festlegung zu sogenannten "Angsttoleranzen" werden, meist also viel zu eng angesetzt sind. Hieraus resultieren hohe Kosten für Fertigung, Montage und entsprechende Prüfverfahren.

Ziel des PICASSO-Projektes ist es, für den Kunststoffformenkonstrukteur notwendige Informationen für die Kunststoffspritzgußwerkzeugherstellung mit den entsprechenden Toleranzen in gegebenen Fällen zu verarbeiten.

Mit Blick zurück auf die oben behandelte SADT-Analyse sind die Aktivitäten A3112 und A3123 - sie beschäftigen sich mit der Toleranz- bzw. Oberflächenfestlegung während des Kunststoffformenkonstruktionsprozesses - hier besonders zu berücksichtigen.

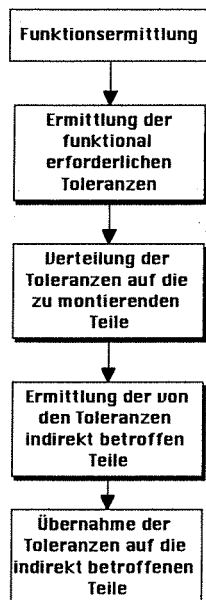


Bild 6 Flußdiagramm: Toleranzfestlegung

Zunächst wurde ein Flußdiagramm entwickelt, welches den Verlauf einer Toleranzfestlegung im Kunststoffformenbau beschreibt. Es gliedert sich in sieben Unterdiagramme, von denen hier exemplarisch zwei Diagramme vorgestellt werden sollen, wobei **Bild 6** das Grunddiagramm und **Bild 7** eine

tiefer Diagrammebene repräsentiert. Auf eine weitere Erklärung der Diagramme soll an dieser Stelle aber verzichtet werden.

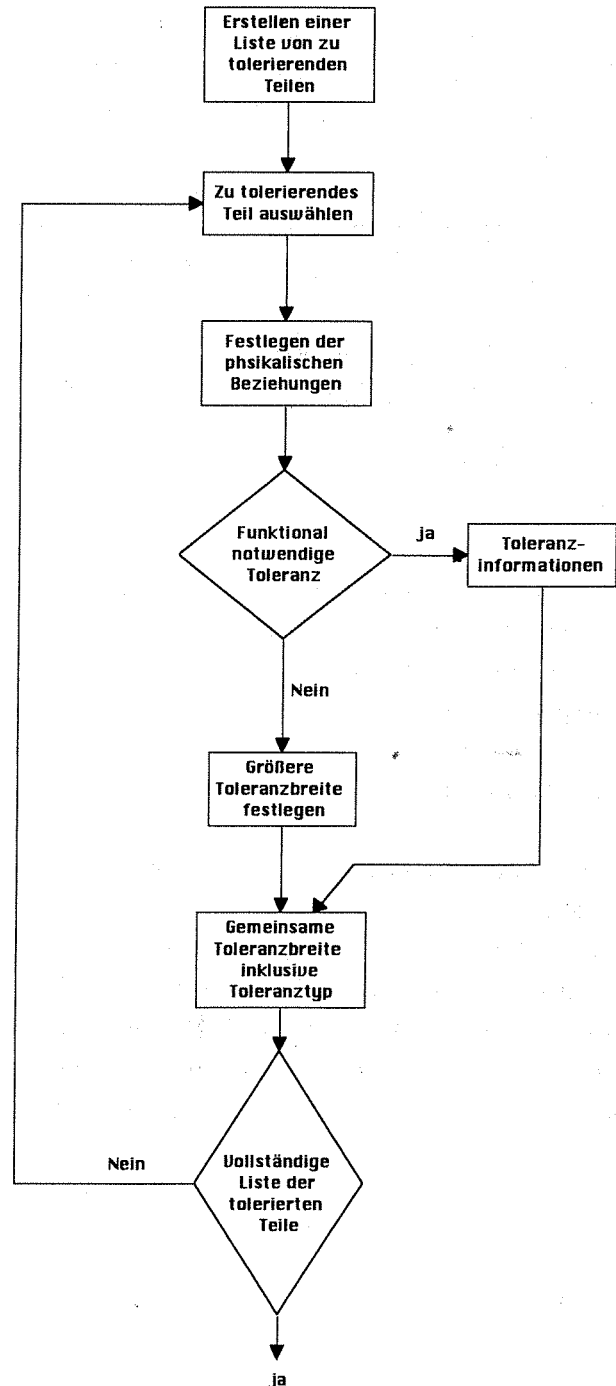


Bild 7 Flußdiagramm: Toleranzen an zu tolerierenden Bauteilen festlegen

Basierend auf dieser graphischen Darstellung der Toleranzfestlegung wurde im folgenden ein Klassifizierungsschlüssel zur Beschreibung aller relevanten Toleranzinformationen entwickelt. Er besteht aus fünf Unterschlüsseln und soll beispielhaft an ei-

Entwicklung eines spanenden Fertigungsverfahrens für Hinterlegungen an Schaltgetrieberäder mittels CAD-Simulation

Schiedeck, N.

Hinterlegungen sind Taschen in den Zahnflanken von Schiebemuffen, die in Automobilschaltgetrieben eingesetzt werden. Während des Fahrbetriebs rasten in die Hinterlegungen die Zähne eines zugehörigen Zahnkranzes ein. Dadurch wird trotz kurzer Schaltwege ein Herausspringen der Fahrstufe während der Fahrt verhindert.

Zur Fertigung der Hinterlegungen werden zur Zeit Erodier- oder Umformverfahren eingesetzt.

Erstere Verfahren weisen ein nicht unerhebliches Gefährdungspotential für die Umwelt auf. Daher sind aufwendige Schutzmaßnahmen innerhalb des Produktionsbereiches erforderlich. Die verfahrensbedingt entstehenden, giftigen Erodierschlämme müssen als Sondermüll entsorgt werden. Zusätzlich zu den hohen Betriebskosten weisen Erodieranlagen auch hohe Investitionskosten auf.

Umformverfahren erzeugen Eigenspannungen im Werkstück. Da Schiebemuffen gehärtet werden müssen, entstehen durch Abbau der Eigenspannungen während der Temperaturbehandlung unzulässig hohe Verformungen.

Das mittelständische Werkzeugmaschinenunternehmen PRÄWEMA in Eschwege entwickelt mit Unterstützung der TU Clausthal ein neuartiges spanendes Fertigungsverfahren, für das ein Patent erteilt wurde. Die oben genannten technologischen und wirtschaftlichen Nachteile werden umgangen. Zur Realisierung wird eine geeignete Werkzeugmaschine gebaut.

Die Hauptschwierigkeit bei der Entwicklung dieses Verfahrens liegt neben der Entwicklung spielfreier Antriebe und einer hochgenauen Maschinensteuerung in der Berechnung der komplexen Bewegungsabläufe, die von der CNC-Steuerung umgesetzt werden müssen.

Graphisch anschaulich und mit hoher Genauigkeit läßt sich der Fertigungsprozeß mit Hilfe eines CAD-Systems abbilden und simulieren. Die auf diese Weise ermittelten Prozeßparameter und Werkzeugdaten dienen als Eingabedaten für die Maschinensteuerung bzw als Anforderungen an die Werkzeugkonstruktion.

1. Problemstellung

Bisher erfolgte die Fertigung von Hinterlegungen an Schiebemuffen (**Bild 1 a, b**) durch Erodieren oder Walzen.

Beide Verfahren sind mit erheblichen umwelttechnischen, technologischen und zum Teil auch wirtschaftlichen Mängeln behaftet.

Erodierv Verfahren erzeugen einen Materialabtrag aufgrund elektrochemischer Reaktionen von Metallen in elektrolytischen Lösungen. Verfahrensbedingt bilden alle metallischen Legierungselemente des Werkstoffs Salze mit dem Elektrolyt. Da Schiebemuffen aufgrund der mechanischen Anforderungen aus chromhaltigen Einsatzstählen hergestellt werden, treten in den Metallschlämmen giftige Chromate auf. Diese sind wegen ihres erheblichen Gefährdungspotential für die Umwelt als Sondermüll zu behandeln und entsprechend aufwendig zu entsorgen. Die geforderte Geometrie der Hinterlegungen wird durch entsprechend geformte Elektroden erzielt. Da ein Abtrag jedoch nicht nur am Werkstück, sondern auch an der Elektrode stattfindet, verringert sich mit jedem gefertigten Teil die Genauigkeit. Die Reproduzierbarkeit dieses Verfahrens ist daher gering.

Neben hohen Betriebskosten (Elektrodenbau, Elektrolyte, Entsorgung, Energie) bedingen Erodieranlagen auch Investitionskosten, die um ein Mehrfaches über den Investitionskosten spanender Werkzeugmaschinen liegen. Beispielsweise müssen am Maschinenaufstellungsort beckenförmige Kunststofffundamente zum Schutz gegen Elektrolytaustritt errichtet werden.

Das ebenfalls eingesetzte Walzverfahren weist in erster Linie technologische Nachteile auf.

Während des Umformvorgangs bilden sich im Bauteil Eigenspannungen. Da Schiebemuffen anschließend zum Erzielen der erforderlichen Materialeigenschaften gehärtet werden, kommt es aufgrund der Temperatureinwirkung zum Eigenspannungsabbau durch plastisches Fließen. Die sich ergebenden Verformungen der Schiebemuffen führen zu hohem Ausschuß.

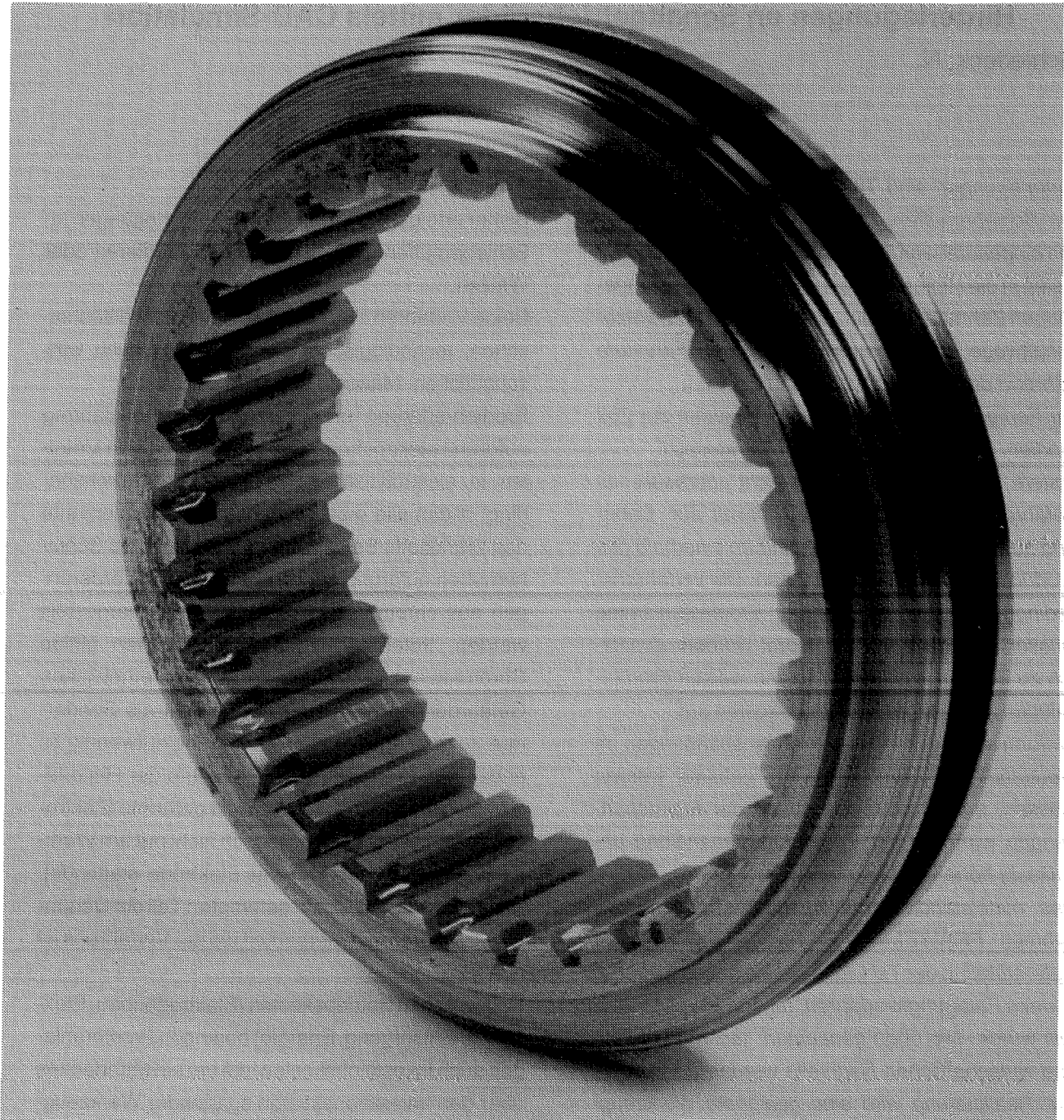


Bild 1a Schiebemuffe mit Hinterlegungen (Detaildarstellung der Hinterlegungen im Bild 1b)

Häufig müssen gewalzte Schiebemuffe und zugehöriger Zahnkranz, um die geforderten Spezifikationen, z. B. bezüglich des Kippspiels einzuhalten, einzeln gepaart und in dieser Form der Montage zugeführt werden.

Da die Werkzeugentwicklung durch langwierige Fertigungsversuche erfolgt, stehen nur für einige Schiebemuffen Werkzeuge zur Verfügung.

Bei der Entwicklung eines alternativen Verfahrens ist die Fertigungszeit pro Werkstück ein wichtiges

Kriterium. So scheiden Lösungsansätze wie Fräsen mit Hilfe eines entsprechend geformten Fingerfräasers aufgrund der viel zu hohen Stückzeit aus. Die Stückzeit beim Erodieren liegt je nach Werkstückgröße bei ca. 30 bis 40 Sekunden.

Das neu entwickelte, spanende Verfahren ist deutlich produktiver als die konventionellen Fertigungsverfahren bei gleichzeitig deutlich niedrigeren Kosten, wobei die technologischen und umwelttechnischen Nachteile umgangen werden.

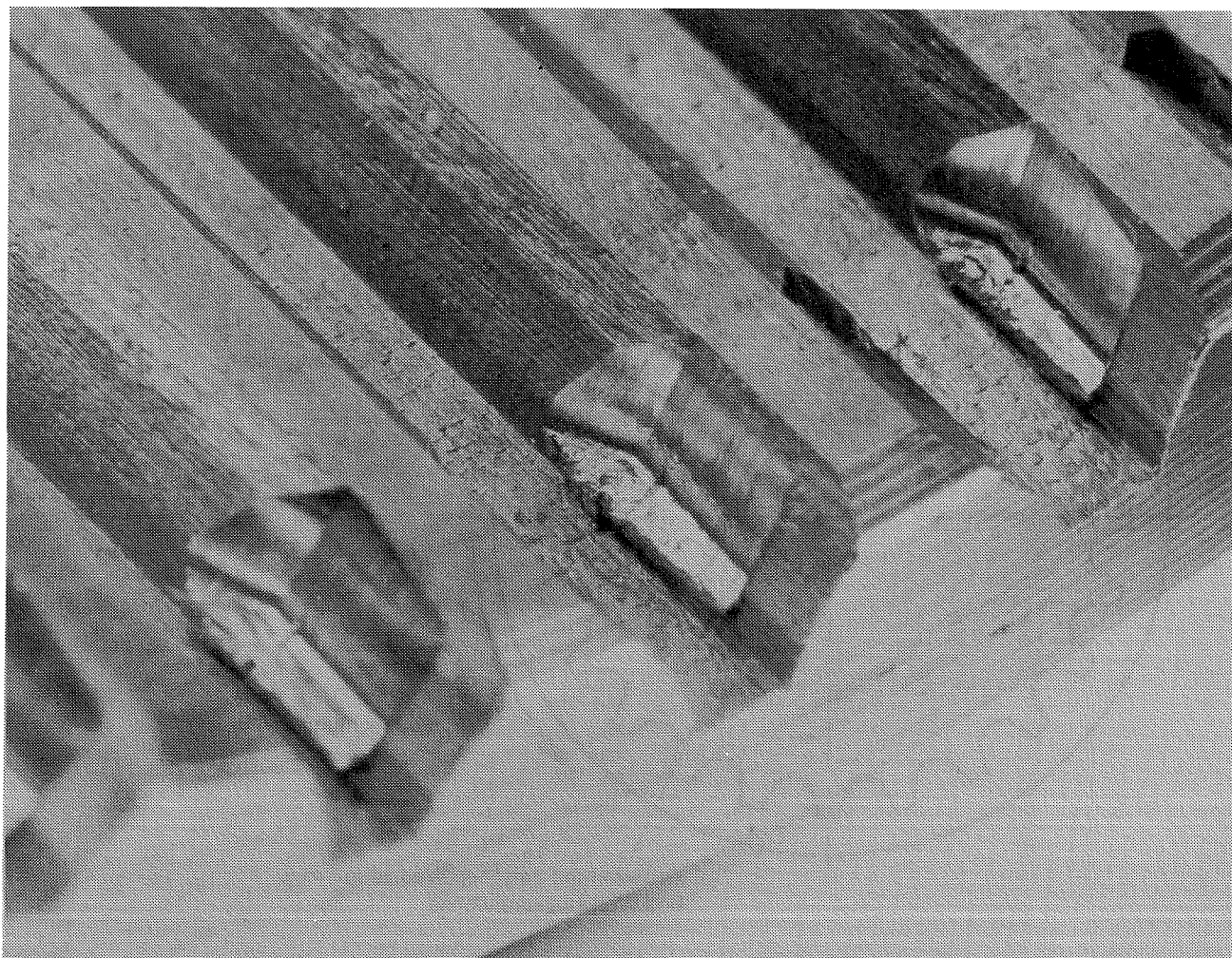


Bild 1b Detailaufnahme der Hinterlegungen

2. Verfahrensbeschreibung

Das neue, spanende Verfahren zur Fertigung von Hinterlegungen arbeitet mit zwei elektronisch wälzgekoppelten, in einem konstanten Verhältnis rotierenden NC-Achsen für Werkstück und Werkzeug, **Bild 2**. Die Werkzeughauptschneide durchläuft im Betrieb eine hypozykloidenförmige Bahnkurve. Der Schnittvorgang findet im Bereich des Umkehrpunktes der Hypozykloide statt. Das Werkzeug taucht in die Zahnücke ein und erzeugt stoßend eine Hinterlegung in der Zahnflanke.

An die Prozeßkinematik des Verfahrens stellen sich zwei grundsätzliche Forderungen:

- Erzeugung einer Hypozykloide, die im Bereich der Hinterlegungen möglichst parallel zur Evolventen der Zahnflanken verläuft, um die gewünschte Geometrie mit ausreichender Genauigkeit herzustellen,
- Wahl eines Drehzahlverhältnisses zwischen Werkstück- und Werkzeugachse, mit dem alle Zahnflanken nacheinander in einem kontinuier-

lichen Fertigungsprozeß durchlaufen werden, um geringe Hauptzeiten pro Werkstück zu realisieren,

- Wahl einer geometrischen Werkzeugstärke, die ein Eintauchen des Werkzeugs in die Zahnücke ohne Kollision mit der Gegenflanke erlaubt.

An eine zur Umsetzung des Fertigungsverfahrens geeignete Werkzeugmaschine stellen sich ebenfalls mehrere Anforderungen:

- Auswahl hochgenauer, spielfreier Antriebe,
- Verwendung einer Steuerung, die eine elektronische Wälzkopplung mit hoher Genauigkeit aufrechterhält
- Einsatz von ausreichend digitalisierten Schrittmotoren.

Das Werkzeug muß bei einer Stärke von nur 1 bis 2 Millimetern eine Standzeit von mindestens 100 Werkstücken leisten, damit das Verfahren eine wirtschaftliche Alternative darstellt. Bisher wurden mit unbeschichteten Wendeschneidplatten in Ferti-

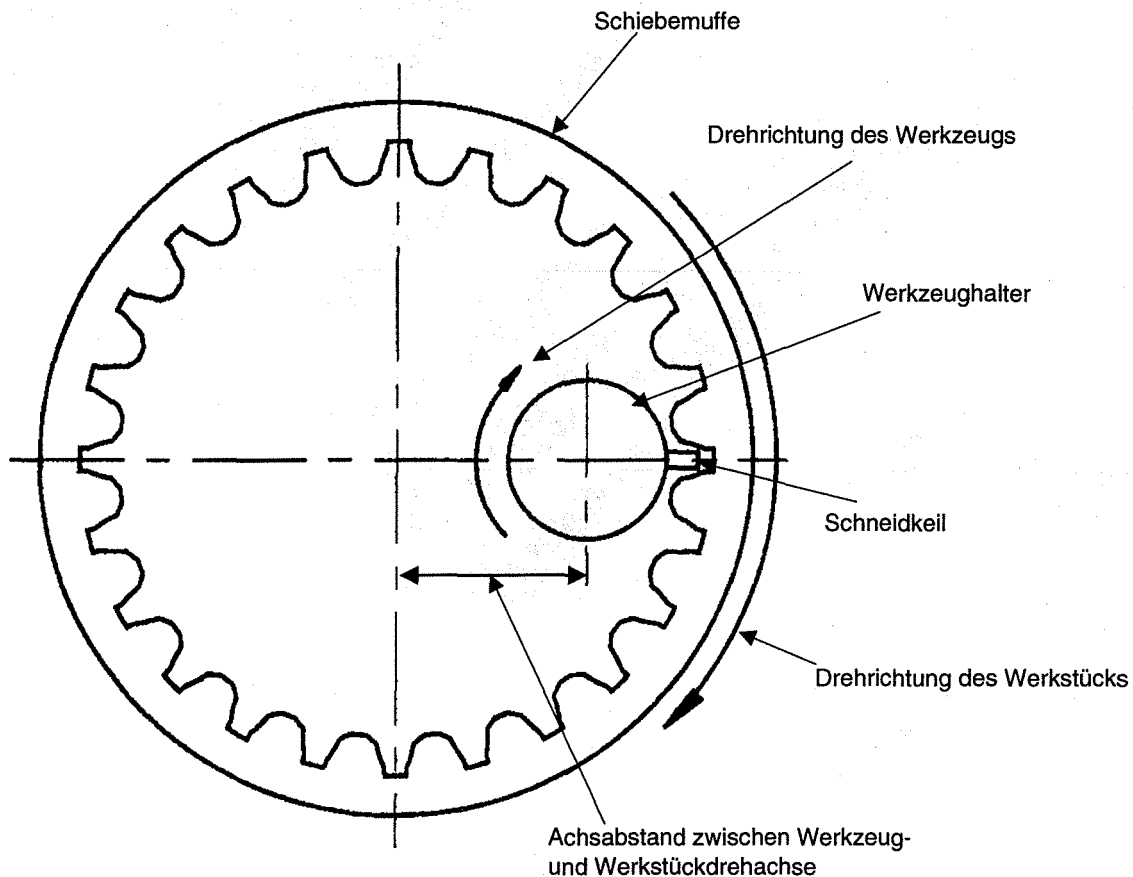


Bild 2 Prinzipdarstellung der Kinematik des hypozykloidalen Stoßens

gungsversuchen Werte von bis zu 350 Stück pro Werkzeug erzielt, die bei Einsatz beschichteter Werkzeuge noch steigerungsfähig sind.

Die Hauptschwierigkeit bei der Entwicklung dieses Verfahrens lag in der Gestaltung der Prozeßkinematik und der Schneidkeilgeometrie. Eine analytische Lösung dieses komplexen, kinematischen Problems ist nicht möglich, da Evolvente und Hypozykloide zwei unterschiedliche mathematische Funktionen darstellen und deshalb nie vollständig deckungsgleich sein können. Durch Wahl geeigneter Werte für die bestimmenden Kinematikparameter kann die Hypozykloidenform der Evolvente angenähert werden, **Bild 3**.

Daher wird der Prozeß mit Hilfe eines CAD-Systems graphisch simuliert. Diese Methode liefert sehr anschauliche Ergebnisse, die mit der im CAD-System ohnehin zur Verfügung stehenden Funktionalität detailliert ausgewertet werden kann.

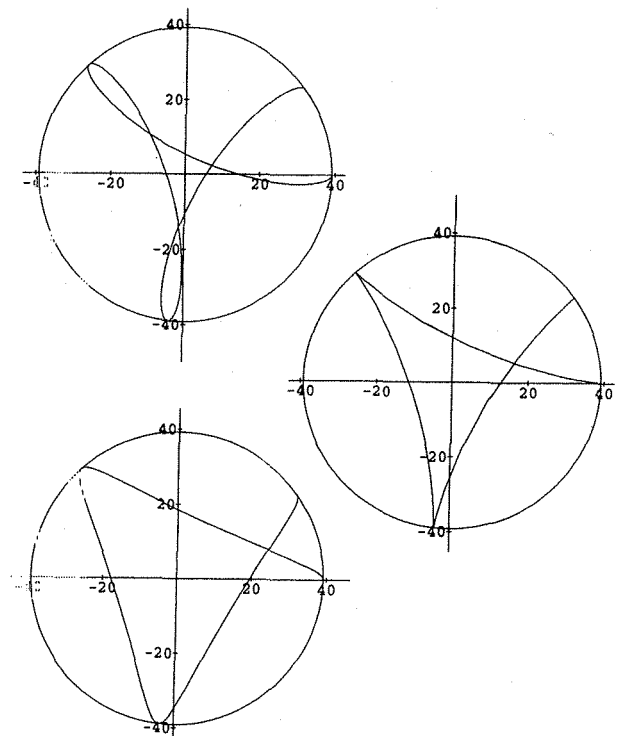
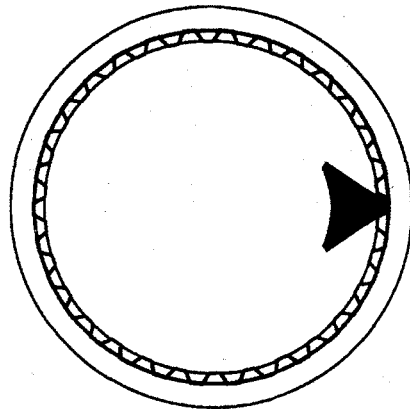


Bild 3 Unterschiedliche Hypozykloidenformen

Bild 4 Simulation der Hinterlegungsfertigung mit dem CAD-System Medusa

HOHLRAD

Modul	2.54000
Teilkreis ϕ	76.20000
Zähnezahl	30
Fußnutzkreis ϕ	78.70000
Kopfnutzkreis ϕ	74.90000
Grundkreis ϕ	65.99114
Fußkreis ϕ	79.70000
Kopfkreis ϕ	74.30000
Profilverschiebung	-0.18201
Lückenweite	4.20000
Eingriffswinkel	30.00
Kopfschrägungswinkel	50.00
Hinterlegungstiefe	0.40 $\begin{smallmatrix} 0.15 \\ 0.00 \end{smallmatrix}$

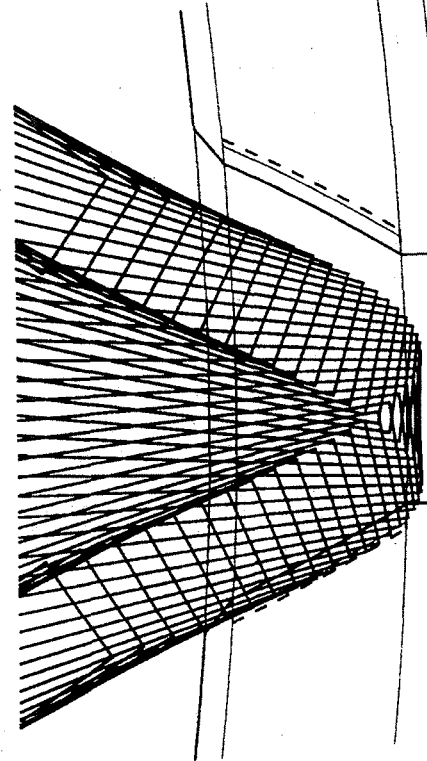



WERKZEUG

Länge des Werkzeuges	12.50
Breite des Werkzeuges	1.30

SIMULATION

Drehzahl des Hohlrades	11.00
Drehzahl des Werkzeuges	30.00
Achsabstand	27.00
Anfangswinkel	-20.00
Schrittweite	1.00
Anzahl der Schritte	40.0



		Maßstab		X	
		Werkstoff		X	
Made ohne Toleranzangabe nach DIN 1180 bis 1184		Datum		Name	
Bearb. 14.11.1993 Gepr. _____ Unters. _____		Schließdeck _____ _____		Benennung SIMULATION	
Institut für Maschinenwesen TU Clausthal Prof. Dr.-Ing. Peter Dietz		Zeichnungs Nr. FORD 91 ZT 7106 BA		1 : E	
Zust.	Änderung	Datum	Name	Erw. F.	Erw. d.

3. Simulation der Prozeßkinematik

Die hypozykloidenförmige Bahnkurve der Hauptschneide läßt sich mathematisch mit den folgenden Parametergleichungen beschreiben:

$$x = a \cdot \cos(\omega_{Sch} \cdot t + \varphi_0) + l_{Wkz} \cdot \cos(\omega_{Wkz} \cdot t - \omega_{Sch} \cdot t)$$

$$y = a \cdot \sin(\omega_{Sch} \cdot t + \varphi_0) - l_{Wkz} \cdot \sin(\omega_{Wkz} \cdot t - \omega_{Sch} \cdot t)$$

Anhand dieser Funktionen sind die relevanten Kinetikparameter erkennbar:

- a , Abstand zwischen Werkstück- und Werkzeugdrehachse,
- l_{Wkz} , Abstand der Hauptschneide von der Werkzeugdrehachse,
- ω_{Wkz} , Werkzeugdrehzahl,
- ω_{Sch} , Werkstückdrehzahl.

Das Verhältnis \dot{u} von Werkzeug- und Werkstückdrehzahl ist entscheidend zur kontinuierlichen Bearbeitung aller Zahnflanken, wobei die Bearbeitung aller Linksflanken eine Umkehr der bei der Bearbeitung der Rechtsflanken gewählten Drehrichtungen erfordert.

Es ist sinnvoll das Drehzahlverhältnis mit Hilfe der Zähnezahlen zu definieren. Dabei verhält sich die Werkzeugdrehzahl zur Werkstückdrehzahl wie die Gesamtzähnezahl zu der Zähneanzahl, die zwischen zwei direkt nacheinander bearbeiteten Zahnflanken liegen.

Für eine Gesamtzähnezahl von beispielsweise 30 Zähnen eignen sich in Erfüllung der Forderung nach kontinuierlicher Bearbeitung aller Zähne die Drehzahlverhältnisse 30 : 9, 30 : 11, 30 : 13, 30 : 17 etc. Ungeeignet ist z. B. das Drehzahlverhältnis 30 : 15, mit dem nur die fünfzehnte und dreißigste Zahnflücke bearbeitet wird.

Die CAD-Simulation wird mit einer am Institut für Maschinenwesen erstellten Software gesteuert. Eingabedaten sind konkrete Werte für die einzelnen Kinetikparameter. Eine Auswertung der Simulationsergebnisse, **Bild 4**, erlaubt eine Beurteilung der Schneidkeilgeometrie, die abhängig ist von den gewählten Kinetikparametern.

Bei der Auswertung der CAD-Darstellung sind mehrere Punkte zu berücksichtigen.

Der Schneidkeil muß mit einer möglichst parallel zur

Schneidkeillängsachse verlaufenden Bewegungsrichtung in die Zahnflanke einfahren. Damit wird ein Drücken des Werkzeugs mit der Freifläche des Schneidkeils gegen den Zahnkopf vermieden. Besonders wegen der geringen Schneidkeilstärken von 1 bis 2 Millimetern führt Drücken zu Werkzeugbruch.

Am Bildschirm ist ebenfalls die Genauigkeit beurteilbar, mit der die hypozykloidenförmige Schnittbewegung die geforderte, evolventenförmige Flanke im Bereich der Hinterlegung erzeugt.

Aufmerksamkeit ist auch dem Bereich des Schneidkeilaustritts im Bereich des Zahnfusses zu widmen. Ist die Bewegungsrichtung an dieser Stelle quer zur Schneidkeillängsachse, ergibt sich kein sauberer Schnitt. Folge sind unvollständig getrennte Späne, die im Zahnfuß "kleben". Bei dem nachfolgenden Räumvorgang werden diese Späne wieder in die Hinterlegung hineingedrückt und bei der abschließenden Wärmebehandlung der Schiebemuffe gehärtet.

Da die Zahnlücken nur wenige Millimeter breit sind, kann auch überprüft werden, ob mit der gewählten Schneidkeilstärke eine Kollision mit der Gegenflanke auftritt.

Anhand der gemessenen Fertigungsergebnisse konnte die Qualität der CAD-Simulation verifiziert werden.

4. Zusammenfassung

Das neue Verfahren ist bereits jetzt nach ersten Untersuchungen von Ford/Köln deutlich wirtschaftlicher und gleichzeitig umweltschonender als Erodieren und bei vergleichbarer Produktivität dem Walzen technologisch überlegen.

Bei der Verfahrensentwicklung hat sich die CAD-Simulation als starkes Instrument erwiesen, mit der die Prozeßkinematik hochgenau und ohne langwierige und kostenintensive Fertigungsversuche untersucht werden kann.

Potential für eine weitere Erhöhung der Wirtschaftlichkeit dieses Verfahrens ist durch Verwendung von beschichteten Werkzeugen und durch Erhöhung des Drehzahlniveaus vorhanden. Um den industriellen Einsatz zu fördern und die Leistungsfähigkeit des Verfahrens voll auszuschöpfen, werden derzeit systematische Untersuchungen über fertigungsgerechte Konstruktion der Schiebemuffen durchgeführt.

Wissensbasiertes System zur Konstruktion lärmarmen Produkte

Arbeitsfortschritte im Projekt "EQUIP"

Haje, D.; Gummersbach, F.

Bei der Konstruktion neuer Produkte bestehen viele Anforderungen, deren Einhaltung der Konstrukteur sicherzustellen hat. Wesentlich sind dabei neben der Erfüllung der Gesamtfunktion auch die Kosten- deckung und die Zuverlässigkeit des Systems. Maschinenakustische Anforderungen gewinnen durch verschärfte gesetzliche Bestimmungen und durch steigenden Wettbewerbsdruck mehr und mehr an Bedeutung.

Im Rahmen des auf europäischer Ebene durchgeführten Projektes "EQUIP" wird zur Zeit ein computergestütztes Beratungssystem für den Konstrukteur entwickelt /1/, dessen Aufgabe es ist, bereits in frühen Phasen der Konstruktion maschinenakustisches Wissen bereitzustellen. Damit soll der Konstrukteur in die Lage versetzt werden, bei allen Konstruktionsentscheidungen auch akustische Belange zu berücksichtigen, so daß aufwendige und zeitraubende Nachbesserungen an der fertigen Maschine vermieden werden können.

Das Projekt "EQUIP" (Work Methodology for Development of Quiet Products) wird im Rahmen des BRITE-EURAM II-Programmes durchgeführt. Die Projektpartner sind TPD TNO (NL), BeSB GmbH (D), CETIM (F), IMW (D), Caterpillar Belgium S. A. (B), FAUN Umwelttechnik GmbH (D) und CIAT (F).

1. Einführung

Im ersten Projektjahr wurden die Grundlagen für das System und die Anforderungen an seine Funktionalität erarbeitet. Darüber hinaus wurden maschinenakustische Produkthanforderungen zur Eingabe in das System aufbereitet und ein Überblick über verschiedene anwendbare Meßmethoden erarbeitet. Zur Erarbeitung der Grundlagen wurden bestehende Ansätze des methodischen Konstruierens untersucht und verschiedene Vorgehensweisen zur Konstruktionsunterstützung und zur Wissensstrukturierung analysiert.

Die Anforderungen an das Beratungssystem wurden sowohl aus der Konstruktionssystematik als auch aus der Praxis gewonnen. Die durchgeführte Auswertung der in der Literatur vorhandenen Kon-

struktionsmethoden stellt sicher, daß das System den Konstrukteur in allen Phasen der Konstruktion sinnvoll unterstützen kann. Die Anforderungen aus der Praxis wurden mit Hilfe einer Umfrage unter mehr als 20 europäischen Firmen und durch Untersuchung des Konstruktionsprozesses der am Projekt beteiligten Industriepartner ermittelt. Diese Vorgehensweise soll sicherstellen, daß das entwickelte Beratungssystem genau auf die Belange der potentiellen Benutzer abgestimmt wird.

2. Anforderungen aus der Konstruktionssystematik

Das wissensbasierte System soll in weiten Bereichen anwendbar sein und dem Konstrukteur kontextorientierte Informationen liefern. Hierfür ist es erforderlich, daß es der Arbeitsweise des Konstrukteurs angepaßt ist und flexibel in seiner Anwendung ist. Weiterhin muß die Information, die bereitgestellt wird, in Beziehung zu der gerade durchlaufenen Konstruktionsphase stehen. In der Konzeptphase müssen also erst allgemeine, tendenzielle Hinweise gegeben werden, die mit Fortschreiten des Konstruktionsprozesses immer detaillierter und immer exakter werden. Die sich ergebenden unterschiedlichen Systemanforderungen in den einzelnen Konstruktionsphasen sind im folgenden kurz zusammengefaßt.

Während der Aufgabenklärung sind Angaben zu produktrelevanten maschinenakustischen Anforderungen und Quellenangaben zu möglichen weiteren Anforderungen erforderlich.

In der Konzeptphase sind generell gehaltene maschinenakustische Informationen für Konstrukteure ohne fundiertes akustisches Wissen ebenso wichtig wie eine Grobbewertung des akustischen Verhaltens von verschiedenen Konzeptvarianten. Exakte Aussagen zu unterschiedlichen Produktvarianten sind in dieser Phase noch sehr schwierig, da keine ausreichend detaillierten Angaben über das Produkt vorliegen.

In der Ausarbeitungs- und Detaillierungsphase kommt die maschinenakustische Optimierung von

wesentlichen Schallquellen, Übertragungs- und Abstrahlgliedern zum Tragen. Weiterhin ist die Angabe von akustisch relevanten Gestaltungs- und Detailierungsregeln wesentlich. Hier ist bereits umfangreiches Wissen über das Produkt vorhanden, so daß exaktere Aussagen möglich werden.

Während der Prototypen- oder Testphase müssen Angaben über anwendbare Meßverfahren, relevante Normen und Vorgehensweisen zur Bestimmung des Istzustandes gemacht werden. Weiterhin sind auf der Basis der Messungen konkrete Vorschläge zur Problemlösung zu entwickeln.

Das System soll dem Konstrukteur einen Einstieg in allen oben genannten Phasen gestatten, um beispielsweise auch bei einer bereits bestehenden Maschine Unterstützung zu bieten, ohne daß alle einzelnen Konstruktionsphasen durchlaufen werden müssen. Es muß also auch möglich sein, das System nur während des Prototypings oder für die Optimierung von Einzelkomponenten zu nutzen. Nachteilig ist hierbei sicherlich, daß leistungsfähige und kostengünstige Maßnahmen unberücksichtigt bleiben müssen, die bei konsequenter Nutzung des Systems in allen Konstruktionsphasen realisierbar gewesen wären.

Bei allen Vorschlägen, die zur Lösung akustischer Probleme unterbreitet werden, sind Abschätzungen zu den Kosten der Maßnahme erforderlich, um dem Konstrukteur die Auswahl akustisch wirksamer und gleichzeitig kostengünstiger Maßnahmen zu erlauben.

3. Ergebnisse der Industrieumfrage

Zur Klärung der Anforderungen der Industrie an das Beratungssystem wurden einige Unternehmen in Frankreich, Belgien, den Niederlanden und der Bundesrepublik Deutschland anhand eines Fragebogens eingehend befragt. Diese Befragung diente dazu, einen genauen Überblick über den derzeitigen Konstruktionsablauf und die Einbindung von akustischen Informationen in den Konstruktionsprozeß innerhalb verschiedener Unternehmen zu erhalten.

Um ein möglichst umfassendes Bild des Konstruktionsablaufes zu erhalten und um die Belange aller Branchen bei der Entwicklung berücksichtigen zu können, wurden Unternehmen aus dem gesamten

Bereich des Maschinen- und Anlagenbaus befragt. Dabei wurde auf die Berücksichtigung von Firmen unterschiedlicher Größe Wert gelegt, um das Beratungssystem auf die Belange kleiner, mittlerer und großer Unternehmen abzustimmen. Weiterhin erschien die Befragung sowohl von Zulieferbetrieben als auch von Herstellern von Endprodukten wesentlich.

Anhand von einigen Ergebnissen wird im folgenden dargestellt, welche Prioritäten die Unternehmen setzen, wie der Konstruktionsbereich arbeitet und in welchem Umfeld das System einsetzbar sein muß.

3.1. Gewichtung unternehmerischer Aspekte

Zur Abschätzung, welchen Stellenwert die Akustik für das Unternehmen im Verhältnis zu anderen Bereichen einnimmt, wurden die Unternehmen gebeten, die Punkte Herstellkosten, Qualität, Design, Recyclingfähigkeit, Geräuschverhalten, Abgasemission, Zuverlässigkeit, Wirtschaftlichkeit für den Betreiber und Ergonomie zu gewichten.

Die wichtigsten Punkte für ein Unternehmen stellen nach dieser Umfrage die Herstellkosten, Zuverlässigkeit, Qualität und die Wirtschaftlichkeit für den Betreiber dar, siehe **Bild 1**.

Nach dieser Gruppe elementarer Produkthanforderungen folgt das Geräuschverhalten der Produkte, das bei den meisten befragten Unternehmen einen höheren Stellenwert einnimmt als Design, Abgasemission, Ergonomie und Recycling. Die Bewertung vorgenannter Punkte sollte hier sehr vorsichtig be-

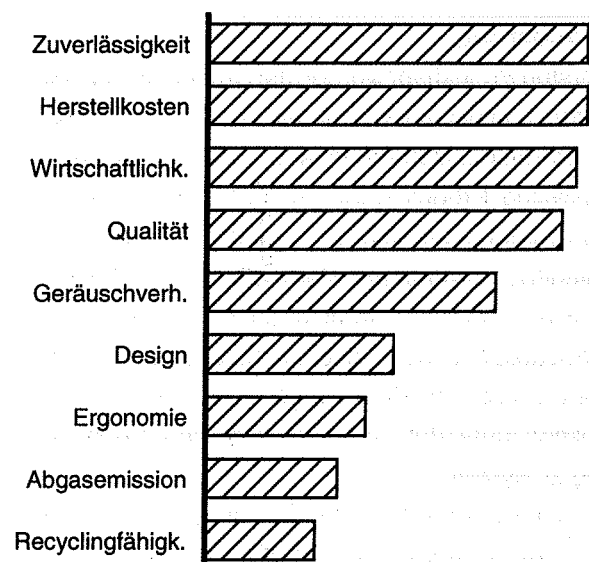


Bild 1 Gewichtung unterschiedlicher Aspekte durch die befragten Unternehmen

trachtet werden, da es sich hierbei um Belange handelt, die sehr produktspezifisch sind. Es zeigt sich jedoch, daß der Umweltgedanke, der fast immer mit Kosten verbunden ist, weitgehend unbeachtet bleibt, solange vorgeschriebene Grenzwerte oder Marktanforderungen eingehalten werden. Zu erwarten ist jedoch, daß der Umweltaspekt in Zukunft, unter anderem infolge verschärfter gesetzlicher Bestimmungen, einen wesentlich höheren Stellenwert einnehmen wird und daß in diesen Bereichen verstärkte Anstrengungen erforderlich werden.

3.2. Hilfsmittel der Konstrukteure

Zur effizienten Unterstützung des Konstrukteurs stellt sich auch die Frage, auf welche Hilfsmittel er während des Konstruktionsprozesses maßgebend zurückgreift. Zur Auswahl standen hierbei Bibliothek, Datenbanken, Zuliefererkataloge, CAD, Zeichenmaschine, allgemeine und spezifische Auslegungsprogramme. Grundsätzlich wird in der Konstruktion auf alle genannten Hilfsmittel zurückgegriffen, wobei jedoch die Zuliefererkataloge, CAD/Zeichenmaschine und spezifische Auslegungsprogramme am häufigsten verwendet werden. Ferner war der Trend zu verzeichnen, daß CAD-Arbeitsplätze die Zeichenmaschinen zum Großteil ersetzt haben.

3.3. Maschinenakustischer Wissenstand

Für einen wirkungsvollen Einsatz des Beratungssystems muß dieses so konzipiert werden, daß es das vorhandene maschinenakustische Wissen des

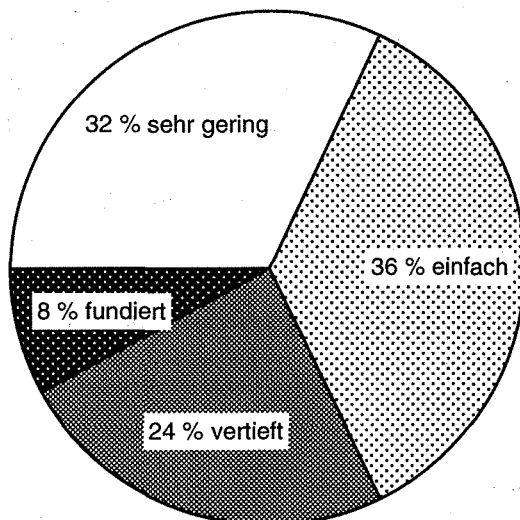


Bild 2 Maschinenakustische Kenntnisse von Konstrukteuren in den befragten Unternehmen

Konstrukteurs berücksichtigt. Es zeigte sich im Rahmen der Umfrage, daß ein Großteil der Konstrukteure sehr geringes bzw. nur einfaches akustisches Wissen besitzt und die diesbezügliche Problemlösung meist den Spezialisten überlassen bleibt, siehe **Bild 2**. Vertieftes Wissen trifft man meist bei großen Unternehmen an, bei denen oft akustische Abteilungen zu finden waren, welche in der Regel klein in Relation zur Unternehmensgröße sind. Bei kleinen Unternehmen waren eher Generalisten vertreten. Bei Produkten mit ausgeprägten akustischen Anforderungen besitzen die Konstrukteure ein fundierteres maschinenakustisches Wissen.

3.4. Gewünschte Hilfsmittel

Um auf die akustischen Belange der Unternehmen besser eingehen zu können, war ferner von Interesse, welche Unterstützung oder welche Hilfsmittel bei der Lösung akustischer Probleme besonders von Nutzen sein würden. Das Ergebnis läßt sich in drei Bereiche gliedern:

1. Meßtechnik und Auswertung
 - Meßraum
 - Meßgeräte
 - Auswertprogramme
2. Spezifische Informationen
 - Informationen von Zulieferern
 - Datenblätter (FVA, DIN, VDMA)
 - Materialkennwerte
3. Aufgearbeitetes akustische Wissen
 - Kataloge über Lärminderungsmaßnahmen
 - Fachliteratur
 - Testberichte
 - Software für die Lösung akustischer Probleme

Es zeigte sich, daß mit steigenden akustischen Problemen die Nachfrage nach firmenspezifisch angepaßter Software zur maschinenakustischen Problemlösung immer stärker wurde. Dagegen reichte bei einfachen akustischen Problemen die meist vorhandene Meß- und Auswertetechnik aus.

3.5. Akustische Produktanforderungen

Die akustischen Anforderungen an ein Produkt resultieren zum einen aus Vorschriften und zum anderen aus den Marktanforderungen, die sich wie folgt gliedern lassen:

1. Gesetzliche Vorschriften

- Arbeitsschutz
- Umweltschutz

2. Markt- oder Kundenanforderungen

- Stand der Technik
- Produktlabel

3.6. Wesentliche Schallquellen

In der Umfrage kristallisierten sich einige Komponenten heraus, die besonders häufig als wesentliche Schallquellen genannt wurden und die zur Einhaltung der oben genannten Anforderungen maschinenakustisch optimiert werden mußten. Dies sind im einzelnen:

Hydraulikpumpen und -motoren, Ventilatoren und Gebläse, Getriebe, Verbrennungsmotoren, Prozeßgeräusche, Ventile, Bremsen und Lagerungen.

Die Gruppe der Ventilatoren und Gebläse sowie der Hydraulikpumpen und -motoren war besonders häufig als wesentliche Schallquelle genannt. Damit ist auf diese Komponenten bei der Entwicklung des Beratungssystems besonders einzugehen.

3.7. Vorhandene Rechnerumgebung

Die Kenntnis der vorhandenen Rechnerumgebung, also der Hardware- und Softwareausstattung der Unternehmen, ist für die Erstellung des Beratungssystems wesentlich. Diesbezüglich ergab die Umfrage, daß im Bereich der Konstruktion vorwiegend Personalcomputer und Workstations eingesetzt werden, wobei der Einsatz immer leistungsfähigerer Rechner zu beobachten ist. Wesentliche Trends sind dabei entweder die Aufrüstung der bestehenden Rechnerkapazität (beispielsweise von 80386- auf 80486-Prozessoren) oder der Wechsel vom Personalcomputer zur Workstation.

In Hinblick auf die verfügbare Software ist festzustellen, daß eine breite Palette von Anwendungsprogrammen benutzt wird. Dies gilt auch für den CAD-Bereich, wo unterschiedlichste Programme zur Anwendung kommen, die teilweise mit firmenspezifischen Ergänzungen versehen wurden. Der Zugriff des Beratungssystems auf Schnittstellen bestimmter Programme erscheint damit nicht ohne weiteres möglich. Weiterhin ist das System so zu realisieren, daß es auf unterschiedlichen Plattformen lauffähig ist, also beispielsweise sowohl unter DOS

als auch unter UNIX. Um dieser Tatsache Rechnung zu tragen, ist eine systemunabhängige Programmierung erforderlich, lediglich die Kompilierung ist systemspezifisch vorzusehen.

4. Konstruktionsprozesse der Industriepartner

Zur Abstimmung des Beratungssystems auf die Belange der am Projekt beteiligten Industriepartner wurden die bei den einzelnen Partnern durchlaufenen Konstruktionsprozesse detailliert untersucht. Anhand der hier gewonnenen Ergebnisse soll die dem Beratungssystem zugrundeliegende Methodik zur Konstruktion lärmarmen Produkte entwickelt, optimiert und bewertet werden. Nach dem Abschluß der Arbeiten an der Methodik soll diese an einer spezifischen Aufgabenstellung der Partner getestet werden, um ihre Anwendbarkeit in der Industrie zu prüfen und zu optimieren.

Die wichtigsten Schallquellen, die hier bearbeitet wurden, decken sich weitgehend mit denen aus der Industrieumfrage. Auf diese wird bei der Erstellung des Beratungssystems besonderer Wert gelegt.

5. Zusammenfassung

Für das Projekt EQUIP wurden in 1993 neben der Erarbeitung von Grundlagen die Anforderungen an das zu entwickelnde Beratungssystem zur Konstruktion lärmarmen Produkte ermittelt. Hierzu wurden sowohl die vorhandenen Konstruktionssystematiken untersucht als auch Anforderungen aus der Praxis gewonnen. Einen tiefen Einblick in akustische Problemstellungen und verwendete Lösungsansätze ergaben dabei eine Umfrage unter über zwanzig europäischen Unternehmen und eine eingehende Untersuchung des Konstruktionsprozesses der am Projekt beteiligten Partner. Durch die starke Orientierung an der industriellen Praxis unter Einbeziehung der Konstruktionsmethodik soll sichergestellt werden, daß den zukünftigen Anwendern in der Industrie ein leistungsfähiges und flexibles Beratungssystem zur Verfügung gestellt wird, das genau auf die Belange der potentiellen Benutzer abgestimmt ist.

Literatur

- /1/ Dietz, P.; Engel, K.; Haje, D.: Institutsmitteilung Nr. 17, IMW Clausthal 1992

Anwendung von Berechnungssoftware für Maschinenelemente am Beispiel einer Getriebewelle

Gieleßen, H.

Berechnungssoftware für die verschiedensten Maschinenelemente wird seit einigen Jahren verstärkt von zahlreichen Anbietern auf dem Markt angeboten. Das IMW verfügt über ein selbst erstelltes Softwarepaket für die Berechnung von derzeit 11 Maschinenelementgruppen. Die Programme wurden im Wesentlichen von Studenten des Maschinenbaus im Rahmen von Studien- und Diplomarbeiten erstellt und werden auch in größerem Umfang in der Lehre eingesetzt.

Zur Demonstration der Arbeitsweise eines der Programme wurde als beispielhaftes Maschinenelement eine Getriebewelle aus Ck45 ausgewählt, für die ein Tragfähigkeitsnachweis zu erbringen ist.

1. Hintergrund

Studenten des Maschinenbaus nehmen vom 2. - 4. Semester des Grundstudiums an betreuten konstruktiven Übungen teil. Im Rahmen dieser Übungen sind verschiedene Bauteile / Baugruppen funktions- und fertigungsgerecht zu entwerfen. Der Umfang der Aufgaben reicht von einfachen Guß- oder Schweißteilen bis hin zu einer kompletten Getriebe konstruktion. Im Rahmen der konstruktiven Lösungsfindung hat der Student insbesondere anhand von Tragfähigkeitsnachweisen die Haltbarkeit seiner Konstruktion zu überprüfen.

Der zumeist iterativ ablaufende Prozeß von geometrischer Vorauslegung und Festigkeitsnachweis bedingt einen erheblichen Rechenaufwand. Um den Studenten einen Teil der ständig wiederkehrenden Rechenabläufe abzunehmen, wurden am IMW Berechnungsprogramme für die gängigsten Maschinenelemente realisiert. Besonderer Wert wurde hierbei auf eine Benutzerführung gelegt, die den Studenten in sinnvoller Weise sequentiell durch den Berechnungsablauf führt. Dadurch daß, anders als bei menugesteuerten Programmen, die Benutzereingaben immer nur für den gerade aktuellen Berechnungsschritt angefordert werden, bleibt der Rechnungsgang durchschaubar. Bei komplexeren Berechnungsabläufen, etwa bei der Auslegung von Verzahnungen wird in Vorauslegung und Nachrech-

nunggetrennt. Gerade für den Einsatz der Programme in der Ausbildung besteht schon aus didaktischen Gründen die Notwendigkeit in dieser Weise zu verfahren.

Alle Programme sind so eingerichtet, daß auf einfache Weise Variantenberechnungen möglich sind. Hierzu sind nach erfolgtem Rechenlauf Änderungen der Eingabewerte möglich. Werden als Resultat einer Berechnung Grenzwerte (z.B. Unterschnittgrenze bei Verzahnungen, Festigkeitsgrenzwerte) überschritten, werden dem Benutzer Hinweise zur Änderung seiner Eingaben gegeben, wo dies sinnvoll und aus dem Kontext heraus möglich ist.

Der Student braucht zur Anwendung der Programme über keinerlei Rechnerkenntnisse zu verfügen, sondern kann sich vollständig darauf konzentrieren, sein maschinenbauerisches Wissen in den Auslegungsprozeß einzubringen.

2. Implementation

Die Berechnungsprogramme sind derzeit auf der PRIME des IMW realisiert. Die Kommunikation mit dem Anwender läuft über einfache Textterminals. Entsprechend sind in der Benutzerführung keine grafischen Elemente vorhanden. Die Programmsteuerung wie Verzweigungen im Berechnungsgang oder die Anwahl von Optionen wird über die Eingabe von Ziffern oder Buchstaben realisiert.

Die Quelltexte der Programme wurden in FORT-RAN 77 erstellt. Zur Zeit werden diese auf den SUN-Workstations des CIP-Pools neu kompiliert, da die PRIME demnächst ausgemustert wird. Einzelne Programmodule sind auch auf PC und Macintosh-Rechnern verfügbar.

3. Berechnungsgrundlagen

Die Berechnungsverfahren orientieren sich im Wesentlichen an den Normen und Richtlinien von DIN und VDI. In Einzelfällen, wo diese Verfahren detailliertere Kenntnisse verlangen, als sie den Studenten in den Vorlesungen vermittelt werden können oder wenn das Datenmaterial nicht in der geforderten Detaillierung zur Verfügung steht, kann alternativ auf

ein vereinfachtes Verfahren zurückgegriffen werden. Dies ist etwa bei der Schraubenberechnung der Fall, wo neben der ausführlichen Berechnungsmethode nach VDI eine vereinfachte Methode gewählt werden kann, die sich an der im IMW gehaltenen Vorlesung des Faches Konstruktionselemente orientiert. Ähnliches gilt für die Auslegung von Verzahnungen, wobei i.A. nicht die Daten für eine Berechnung nach den in DIN 3990 angegebenen Methoden A und B zur Verfügung stehen, so daß auf Methode C ausgewichen wird.

Derzeit sind Berechnungsmodule für folgende Maschinenelemente vorhanden:

- zylindrische und kegelige Schrumpferbände
- Wälzlagerauswahlprogramm
- Radialgleitlager
- Wellenberechnung
- Auslegung einer Getriebestufe
- Tellerfedern
- Zahnwellen
- Polygonwellen
- Druck- und Zugfedern
- Schraubenberechnung

4. Das Wellenberechnungsprogramm

Das Wellenberechnungsprogramm ermittelt unbekannte Lagerreaktionen, Beanspruchungsverläufe in verschiedenen Koordinatenebenen, Vergleichsspannungen und die Biegelinie. Dabei können auch mehrfach gelagerte Wellen, also statisch überbestimmte Probleme, gelöst werden. Es wird dabei ein analytisches Lösungsverfahren angewandt. Zunächst wird der Biegemomentenverlauf als Funktion der unbekannten Kräfte und Momente berechnet. Durch zweimaliges Integrieren wird die Biegelinie erhalten. Da sowohl die Biegelinie als auch die Krümmung der Welle an den Bereichsgrenzen (Kraft- oder Momenteneinleitungsstellen oder Durchmesseränderungen) stetig sein müssen, wird eine Zahl von Übergangsbedingungen erhalten. Als weitere Randbedingung wird angenommen, daß an Lagerstellen keine Durchbiegung auftritt. Das sich hieraus ergebende Gleichungssystem mit den unbekannten Lagerreaktionen und einigen Integrationskonstanten wird mit Hilfe des Gaußschen Algorithmus gelöst. Mit den nun bekannten Lagerreaktionen können jetzt alle gesuchten Größen berechnet

werden.

Zur Ermittlung der Stellen maximaler Beanspruchungen wird keine analytische Lösung verwendet. Stattdessen werden die Durchbiegungen entlang der Welle in Schritten von 0,1 mm und die Spannungen an den Bereichsgrenzen ermittelt. Die Bereichsgrenzen für die abschnittsweise Berechnung werden vom Programm automatisch erzeugt. Innerhalb dieser Bereiche werden die M_b -, Q -, T - und N -Verläufe sowie die Biegelinie getrennt nach statischem und dynamischem Anteil für die beiden Koordinatenebenen, die die Wellenmittellinie enthalten, als Polynome ausgegeben.

Nicht-kreisförmige Querschnitte sowie Spannungsüberhöhungen an Kerbstellen werden ebenfalls berücksichtigt. Das Programm kennt dabei Kerbtypen wie Umlaufnuten mit rechteckigem oder Halbkreisquerschnitt und kann deren Kerbfaktoren aus der Angabe der Abmessungen berechnen. Für andere Kerben wie z.B. Paßfedern ist diese Möglichkeit noch nicht implementiert, so daß der Anwender sich die Kerbfaktoren aus der einschlägigen Literatur ermitteln und diese dem Programm mitteilen muß.

Folgende Daten sind dem Programm vom Benutzer einzugeben:

- Geometrie der Welle - Länge, Durchmesser der Wellenabschnitte (bis zu 50 Stück), Flächenträgheitsmomente, Widerstandsmomente und Querschnittsflächen der Abschnitte, wenn es sich nicht um kreisförmige Querschnitte handelt, Kerbtypen, Kerbfaktoren
- Kräfte - Angriffspunkte, Richtung (auch schief im Raum), Betrag getrennt nach statischem und dynamischem Anteil, sofern bekannt, Lage des Kraftangriffspunktes und gegebenenfalls Hebelarm der Kraft
- Momente - Angriffspunkte, Richtung des Momentenvektors, Betrag getrennt nach statischem und dynamischem Anteil, sofern bekannt
- weitere Daten - E-Modul, Zugfestigkeit des Werkstoffes, Art der Vergleichsspannungshypothese

Kräfte und Momente können benannt werden.

Die Abfragung der Eingabedaten erfolgt "intelligent". Beispielsweise wird, wenn aus Richtung und Angriffspunkt einer Kraft ersichtlich ist, daß diese die Wellenmittellinie schneidet, nicht mehr nach de-

ren Hebelarm gefragt.

5 Ein Berechnungsbeispiel

An der in **Bild 5.1.** gezeigten Getriebewelle wird das Wellenberechnungsprogramm demonstriert. Durch die Schrägverzahnung der linken Stufe werden Kräfte in allen drei Raumrichtungen eingeleitet, ebenfalls ist eine Beanspruchung durch Momente in allen Richtungen vorhanden. Ein Wellenzapfen ist

ne oder räumliche Biegung, wie im Berechnungsbeispiel, vorliegt. Wird an dieser Stelle "EBEN" vorgegeben und ergibt sich bei der späteren Eingabe der Kräfte und Momente eine räumliche Belastung dann korrigiert das Programm die Optionen selbstständig und gibt einen Warnhinweis aus. Die Option Dynamik = "WELLENSTANDARD" vereinbart, daß Biegemomente und Querkräfte umlaufend, also rein dynamisch, Normalkräfte rein statisch und Tor-

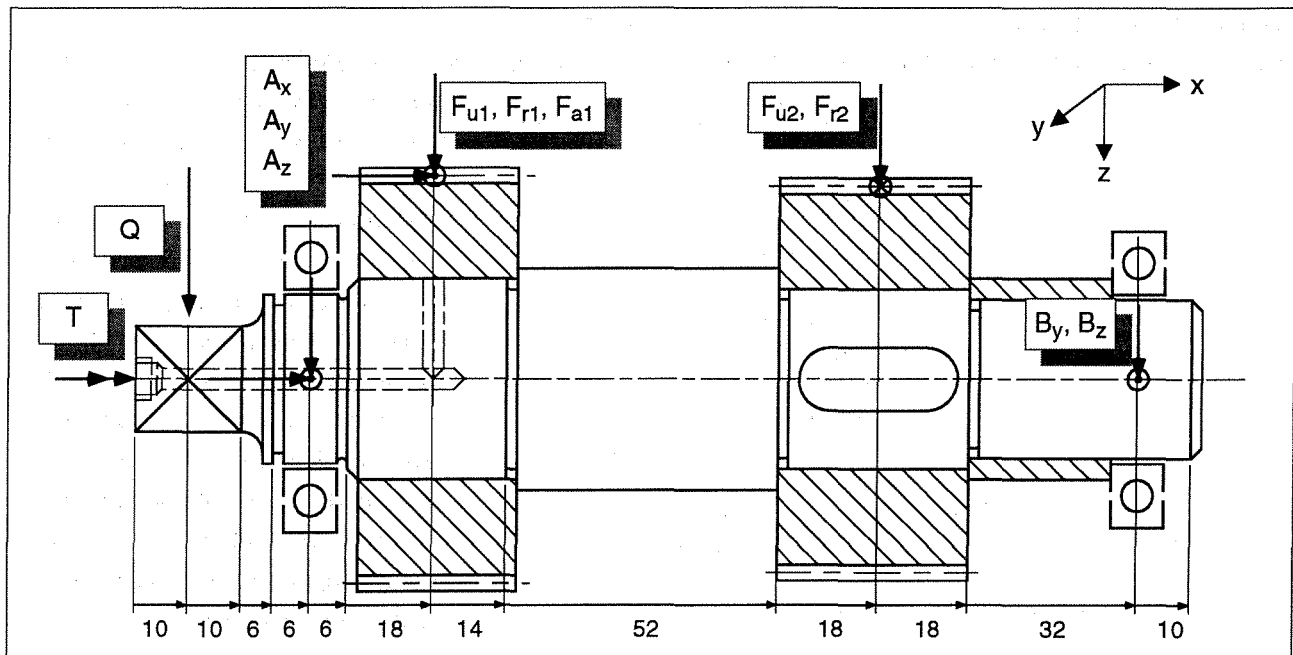


Bild 5.1 Geometrie der Zwischenwelle eines mehrstufigen Getriebes

als Vierkant ausgebildet, um einen Nebenabtrieb zu ermöglichen. Es sind zahlreiche Korbstellen in Form von Umlaufnuten, Übergangsradien, Ölbohrungen und einer Paßfeder vorhanden.

Das Berechnungsprogramm erfordert die Eingabe von Bereichsgrenzen an Stellen von Durchmesseränderungen oder Korbstellen. Die Bereiche sind als Abschnittslängen im Bild eingetragen. Nach dem Aufruf des Programmes wird der Benutzer zunächst in jedem Fall in das Optionsmenue geleitet (**Bild 5.2.**). Hier wird dem Programm vorgegeben, ob ebe-

sionsmomente mit dynamischem und statischem

```

*****
**
**          O P T I O N E N          **
**
*****
*
*   (1) Ueberschrift:WELLENBERECHNUNG   *
*   (2) Biegung                        RAEUMLICH   *
*   (3) Torsion                        JA          *
*   (4) Normalkraefte                  JA          *
*   (5) Dynamik                        WELLEN-STANDARD   *
*   (6) Vergleichsspannungshypothese    GEH         *
*
*   (7) Berechnung der Biegelinie        JA         *
*   (8) Berechnung der Nennspannungen    JA         *
*   (9) Korbwirkung/Werkstoffverhalten  JA/ZAETH   *
*
*   (10) Koordinatensystem                Z NACH UNTEN   *
*
*   (0) OPTIONEN verlassen               *
*****

```

Bild 5.2 Dialog zur Einstellung der Berechnungsoptionen

Anteil auftreten können. Diese Angaben dienen im Wesentlichen zur Vereinfachung des Gleichungssystems und zur Erzeugung einer problemangepassten Ausgabedatei. Zur Berechnung der Vergleichsspannungen können die bekannten Hypothesen SH, HH und GEH ausgewählt werden. Die Option Kerbwirkung / Werkstoffverhalten legt fest auf welche Art die plastische Stützziffer zu berücksichtigen ist. Aus dieser Angabe berechnet das Programm die Kerbwirkungszahl β_k .

Nach Eingabe einiger globaler Daten wird in den

```

*****
**                                     **
**                               EDITOR                               **
**                                     **
*****
*                                     *
*   (1) Eingaben ansehen/aendern   *
*   (2) Eingaben loeschen         *
*   (3) Neue Kraft eingeben       *
*   (4) Neues Moment eingeben     *
*   (5) Neuen Durchmesserabschnitt eingeben *
*   (6) Neue Umlaufnut eingeben   *
*   (9) Sonstige Kerbstelle eingeben *
*   (10) Sonstigen Kerbbereich eingeben *
*
*   (0) Zurueck zum Hauptmenue    *
*
*
*****

```

Bild 5.3 Editor zur Eingabe von Geometrie und Belastungen

Editor verzweigt. Der Editor **Bild 5.3.** stellt das zentrale Eingabemodul des Programms dar. Hier wird die Wellengeometrie, die Belastungen und die Kerbeinflüsse festgelegt und eingegeben. Sämtliche Eingaben werden vom Programm in der Reihenfolge aufsteigender X-Koordinaten in mehreren mehrdimensionalen Datensätzen abgelegt, die neben den Eingabewerten noch Kennungen für den Datentyp, Elementnummerierungen und Steuerinformationen für den Programmfluß in Abhängigkeit vom Datentyp enthalten. Die interaktiv abgefragten Daten werden in formatierter Form in einer Datei festgehalten, die nach Beendigung des Programmlaufes auf dem Bildschirm oder einem Drucker ausgegeben werden kann.

Bild 5.4. zeigt einen Teil der im Ausgabefile festgehaltenen Geometriebeschreibung, beginnend mit den ersten beiden Wellenabschnitten, s.a. **Bild 5.1.**, linker Teil. Für den als Vierkant ausgebildeten Wellenzapfen sind die Flächenträgheits- und Widerstandsmomente einzugeben. Das Programm kennt nur kreisförmige Querschnitte, für die die Momente berechnet werden und nicht-kreisförmige Querschnitte, für die die jeweiligen Momente einzugeben sind.

Beim Übergang von einem Durchmesserabschnitt zum nächsten ist ein Übergangsradius vorzugeben. Das Programm ermittelt die zugehörigen Kerbfaktoren aus den in /1/, /2/ und /3/ angegebenen Formeln und Diagrammen, wobei das im Programmeneue Optionen eingestellte Werkstoffverhalten berücksichtigt wird. Umlaufnuten oder sonstige Kerben, die sich im Übergangsbereich befinden, sind gesondert einzugeben. Diese überschreiben die Eingabe der Übergangsradien, welche dann für die Berechnung der Spannungsüberhöhungen nicht weiter verwendet werden. Ein entsprechender Hinweis an den Benutzer wird ausgegeben.

```

GEOMETRIE
Laenge der Welle          l = 200 [mm]
Anzahl Abschnitte         n = 6

Beginn des Abschnitts 1   x = 0 [mm]
Flaechentraegheitsmoment  Iy = 13333 [mm^4]
Flaechentraegheitsmoment  Iz = 13333 [mm^4]
Widerstandsmoment         Wax = 1333 [mm^3]
Widerstandsmoment         Wp = 1664 [mm^3]
Querschnittsflaeche       A = 400 [mm^2]
Durchmesser                d* = 20 [mm]

Beginn des Abschnitts 2   x = 20 [mm]
Durchmesser                d = 32 [mm]
Radius des Uebergangs     r = 4 [mm]
Kerbfaktoren              alpha Kp = 1.451 [-]
                          alpha Kt = 1.227 [-]
                          alpha Kz = 1.712 [-]
Verhaeltnis               beta_k / a_k = 0.7974 [-]
                          :

```

Bild 5.4 Teil der Geometriebeschreibung der Welle

In **Bild 5.5.** sind Eingabewerte und berechnete

```

Rechtecknut.....x = 26 [mm]
Nuttiefe.....t = 2 [mm]
Radius der Kanten.....r = 0.8 [mm]
Kerbfaktoren.....alpha Kb = 2.918[-]
                  alpha Kt = 2.187[-]
                  alpha Kz = 3.236[-]
Verhaeltnis .beta K / alpha K =0.7092[-]

Halbkreisnut.....x = 38 [mm]
Radius.....r = 1 [mm]
Kerbfaktoren.....alpha Kb = 2.786[-]
                  alpha Kt = 2.103[-]
                  alpha Kz = 2.986[-]
Verhaeltnis .beta K / alpha K =0.7169[-]

Kerbeinfluss.....x = 56 [mm]
Kerbfaktoren.....alpha Kb = 2.400[-]
                  alpha Kt = 3.400[-]
                  alpha Kz = 2.900[-]
Verhaeltnis .beta K / alpha K =0.7600[-]
    
```

Bild 5.5 Beispiele einiger Kerbeinflüsse

Kerbfaktoren von drei Kerbstellen angegeben. Die Kerbfaktoren der Rechtecknut zur Aufnahme des Sicherungsrings und der Halbkreisnut des Freistiches des Lagersitzes können vom Programm aus der Geometrie und dem Werkstoffverhalten berechnet werden. Für den dritten Kerbeinfluß sind die Kerbwerte vorzugeben, es handelt sich um die Querbohrung im Bereich des Sitzes des ersten Zahnrades.

Im letzten Schritt der Eingabe sind die äußeren Kräfte und Belastungen vorzugeben. Die in diesem Beispiel angesetzten Werte sind in **Bild 5.6.** zusammengefaßt. Die Lagerreaktionen und Reaktionsmomente sind als unbekannt zu vereinbaren, d.h. sie werden nach Richtung, jedoch nicht nach Betrag spezifiziert. Häufiger Fehler bei komplexeren Belastungen ist die versehentliche Eingabe eines statisch überbestimmten Problems durch Verwechseln von Koordinatenrichtungen oder dadurch, daß

Q =	4000 N
Fu1 =	23570 N
Fr1 =	8172 N
Fa1 =	4156 N
Fu2 =	10910 N
Fr2 =	3734 N

Bild 5.6 Belastungen der Welle

in einer Richtung sämtliche Belastungen als bekannt vereinbart sind. In diesen Fällen kann das Gleichungssystem unlösbar werden und eine entsprechende Warnmeldung wird ausgegeben.

Hat das Programm das Gleichungssystem erfolgreich gelöst, dann werden in der Ergebnisdatei zunächst die berechneten Werte der vorher als unbekannt vorgegebenen Kräfte und Momente

```

ERGEBNISSE
=====
UNBEKANNTE KRAEFTE:
Ax = 4156 [N] (statisch)
Ay = 16540 [N] (umlaufend)
Az = 14690 [N] (umlaufend)
By = 3879 [N] (umlaufend)
Bz = 1211 [N] (umlaufend)
UNBEKANNTE MOMENTE:
T = -538.3 [Nm] (statisch)
    
```

Bild 5.7 Bestimmung der Lagerreaktionen

ausgegeben, **Bild 5.7.** Hierbei werden statische und umlaufende Belastungen getrennt betrachtet.

Die Verläufe von Biegemoment, Querkräften und Biegelinien, **Bild 5.8.** werden in Form von

```

BIEGELINIE (umlaufend)
x/z-Ebene
w 1 (x=0.0000 ) 0.4660E-02 [mm]
w 1 (x) = -.1915E-03 x +.4660E-02
w 1 (x= 10.00 ) 0.2745E-02 [mm]
w 2 (x= 10.00 ) 0.2745E-02 [mm]
w 2 (x) = 0.2381E-06 x^3 -.7143E-05
          x^2 -.1201E-03 x +.4422E-02
w 2 (x= 20.00 ) 0.1068E-02 [mm]
w 3 (x= 20.00 ) 0.1068E-02 [mm]
w 3 (x) = 0.6168E-07 x^3 -.1850E-05
          x^2 -.1201E-03 x +.3716E-02
w 3 (x= 32.00 ) 0.0000 [mm]
w 4 (x= 32.00 ) 0.0000 [mm]
w 4 (x) = -.1649E-06 x^3 +.1990E-04
          x^2 -.8161E-03 x +.1114E-01
w 4 (x= 38.00 ) -.1833E-03 [mm]
w 5 (x= 38.00 ) -.1833E-03 [mm]
w 5 (x) = -.8293E-07 x^3 +.1001E-04
          x^2 -.4194E-03 x +.5851E-02
w 5 (x= 56.00 ) -.8112E-03 [mm]
w 6 (x= 56.00 ) -.8112E-03 [mm]
w 6 (x) = -.1956E-07 x^3 +.6807E-05
          x^2 -.6570E-03 x +.1807E-01
w 6 (x= 70.00 ) -.1276E-02 [mm]
w 7 (x= 70.00 ) -.1276E-02 [mm]
w 7 (x) = -.1311E-07 x^3 +.4561E-05
          x^2 -.4374E-03 x +.1149E-01
w 7 (x= 122.0 ) 0.2209E-02 [mm]
w 8 (x= 122.0 ) 0.2209E-02 [mm]
w 8 (x) = -.3052E-07 x^3 +.1062E-04
          x^2 -.1138E-02 x +.3844E-01
w 8 (x= 140.0 ) 0.3477E-02 [mm]
    
```

Bild 5.8 Auszug aus dem Biegemomentenverlauf in der x/z-Ebene

Polynomen in den einzelnen Wellenabschnitten ausgegeben, wobei zusätzlich die Werte an den Bereichsgrenzen berechnet werden. In **Bild 5.9. a-d** sind die aus den Verlaufspolynomen gewonne-

nen Darstellungen der Biegelinien in beiden Ebenen, sowie je eines Momenten- und Querkraftverlaufes dargestellt.

Am Schluß werden noch die für den Festigkeitsnachweis interessierenden maximalen Spannungen mit ihren Koordinaten, die Vergleichsspannung und die maximale Durchbiegung ausgegeben, **Bild 5.10**. In

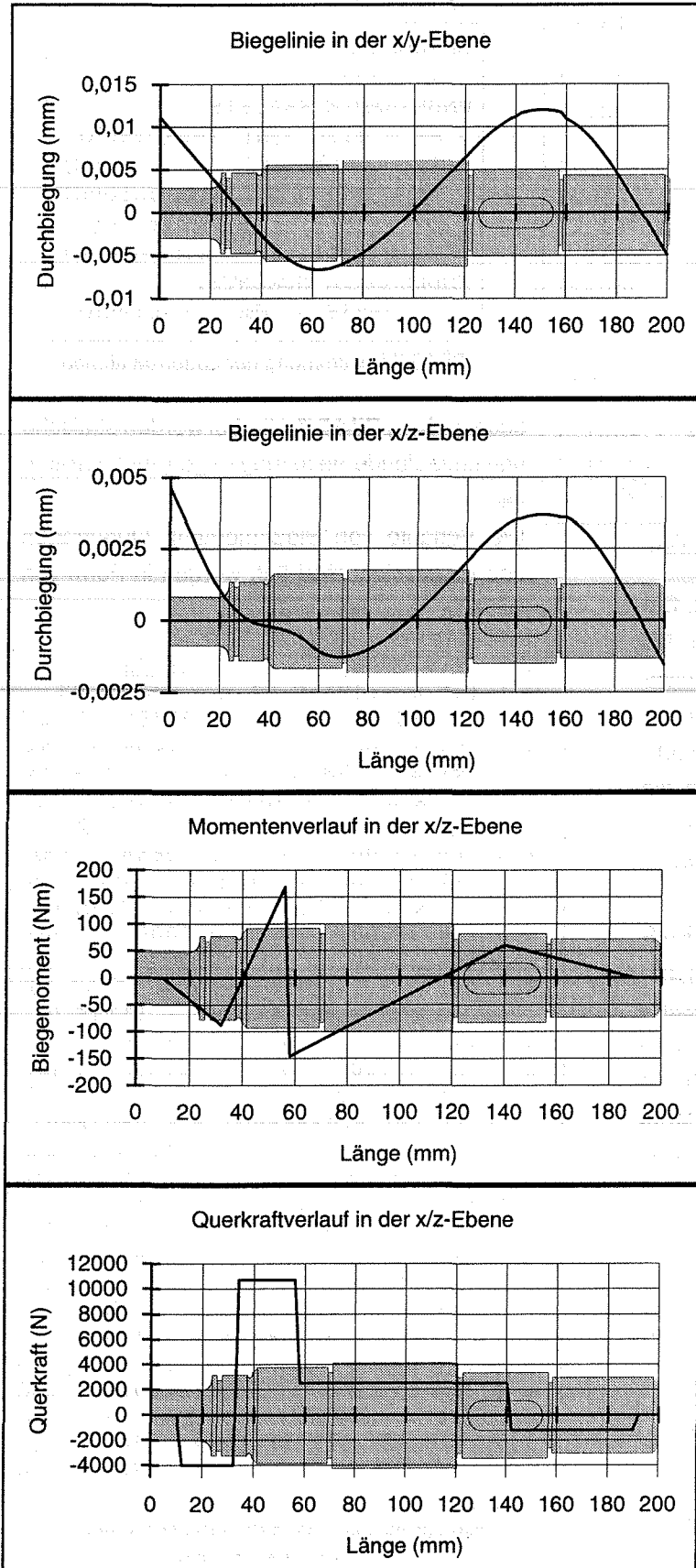


Bild 5.9 a-d Biegelinien, sowie Mb- und Q-Verläufe in versch. Ebenen

MAXIMALE SPANNUNG

max. Spannung bei $x=20.00\text{mm}$

Biegespannung $s_{b\max} = 34.73$
[N/mm²] (umlaufend)

Querkraftschub $t_s = 10.00$
[N/mm²] (umlaufend)

Torsionsspannung $t_{t\max} = 323.5$ [N/mm²] (statisch)

Normalspannung $\sigma_{n\max} = 0.000$
[N/mm²]

Vergleichsspannung n. GEH:
 560.3 ± 34.73 [N/mm²]

Groesste Durchbiegung tritt
bei $x = 150.3\text{mm}$ auf.

Wert: 0.01237mm (umlaufend)

Bild 5.10 Berechnete Festigkeitswerte

diesem Fall zeigt die Vergleichsspannung, daß die Welle unterdimensioniert ist.

6 Zusammenfassung

Mit den Berechnungsprogrammen für Maschinenelemente liegen leistungsfähige Werkzeuge vor, die eine problemangepaßte und didaktisch sinnvolle Benutzerführung bieten. Die zukünftige Entwicklung wird sich auf die Portierung auf Workstations und das Erstellen einer graphischen Benutzeroberfläche konzentrieren.

Literatur

- /1/ Rainer, G.; Kerbwirkung an gekerbten und abgesetzten Flach- und Rundstäben, Dissertation TH Darmstadt 1978
- /2/ Thum-Kirmser.; Überlagerte Wechselbeanspruchungen, VDI, 1949
- /3/ Leven, M.; Stresses in keyways by photoelastic methods, Proc. SESA 1949

Ein Vorschlag für ein globales Mehrachsigsigkeitskriterium für keramische Werkstoffe auf Basis gewichteter Verzerrungen

Jakel, R.

Die Beurteilung des schädigenden Einflusses mehrachsiger Spannungszustände ist für die praktische Auslegung von Bauteilen aus keramischen Werkstoffen von großer Bedeutung. Mit sogenannten globalen Mehrachsigsigkeitskriterien, die sich auf allgemeine mechanische Überlegungen stützen, kann das Verhalten dieser Werkstoffe meist nicht befriedigend erfaßt werden. Dem Konstrukteur bleibt daher nur der Weg, sich bruchmechanischer Versagenskriterien zu bedienen. Dies bedeutet allerdings mehrere Versuchsreihen zur Bestimmung bruchmechanischer Werkstoffkennwerte sowie erheblichen mathematischen Aufwand. Mit der im folgenden beschriebenen Hypothese soll der Versuch unternommen werden, mittels einfach bestimmbarer semiempirischer Konstanten und elementarer mathematischer Methoden ein für die praktische Anwendung hinreichend genaues Mehrachsigsigkeitskriterium bereitzustellen.

1. Einleitung

Während das Verhalten metallischer Werkstoffe recht gut mittels gängiger Mehrachsigsigkeitskriterien beschreibbar ist, zeigen keramische Werkstoffe ein gegenüber Stahl völlig abweichendes Versagensverhalten. Auswertungen von Versuchen aus der Literatur zeigen, daß mit einem Versagenskriterium für diese Werkstoffe grundsätzlich mindestens folgende Beobachtungen erklärbar sein müssen:

- a) Die (einachsige) Druckfestigkeit ist höher als die Zugfestigkeit, aber nicht unendlich hoch.
- b) Das gemessene Verhältnis von Zug- zur Druckfestigkeit schwankt von etwa 1:3 bis 1:20
- c) Im Falle isostatischer Druckbeanspruchung ist kein Bruch möglich.
- d) Bei nichtisostatischer Druckbeanspruchung tritt Versagen auf.
- e) Bei iso- wie nichtisostatischer Zugbeanspruchung versagt der Werkstoff.
- f) Das Werkstoffverhalten ist sprödelastisch.

- g) Die äquibiaxial ertragbare Zugbeanspruchung ist, je nach Veröffentlichung, offensichtlich größer, gleichgroß oder kleiner als die uniaxial ertragbare.

Diese umfangreichen Beobachtungen zeigen, wie komplex das Problem der Mehrachsigsigkeit bei Keramik ist. Besonders die Beobachtungen b) und g) machen deutlich, daß mittels der gewöhnlich in globalen Mehrachsigsigkeitskriterien verwendeten und experimentell einfach bestimmbar Kennwerte σ_{zug} (Zugfestigkeit), E (Elastizitätsmodul), ν (Querkontraktionszahl) sowie ggf. noch der Druckfestigkeit σ_{druck} bei weitem nicht alle spezifischen Eigenschaften beschrieben werden können. Es liegt daher der Gedanke nahe, zusätzliche Konstanten einzuführen, die es erlauben, ein genaueres und auf den jeweiligen keramischen Werkstoff abgestimmtes Versagen zu beschreiben. Solche Konstanten dürfen aber nicht rein willkürlich gewählt werden, sondern müssen mindestens „semiempirischer“ Natur sein, d. h., ihr Einfluß muß durch experimentelle Beobachtungen untermauert werden.

2. Globale Mehrachsigsigkeitskriterien

Um den Leser in die Thematik globaler Mehrachsigsigkeitskriterien einzuführen, sollen im folgenden einige geläufige Kriterien kurz vorgestellt und ihre Eignung für keramische Werkstoffe diskutiert werden.

Am weitesten verbreitet ist die Hypothese der Gestaltänderungsenergie nach von Mises. Die Gleichung lautet:

$$\sigma_v = \sqrt{\frac{1}{2}[(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2]}$$

Bedingt durch die Hauptspannungsdifferenzen wird bei isostatischem Druck wie bei isostatischem Zug kein Bruch vorhergesagt. Ferner sind einachsige Zug- wie Druckbeanspruchbarkeit gleich groß (im σ_1/σ_2 -Diagramm, **Bild 1**, ergibt sich eine um 45° ge-

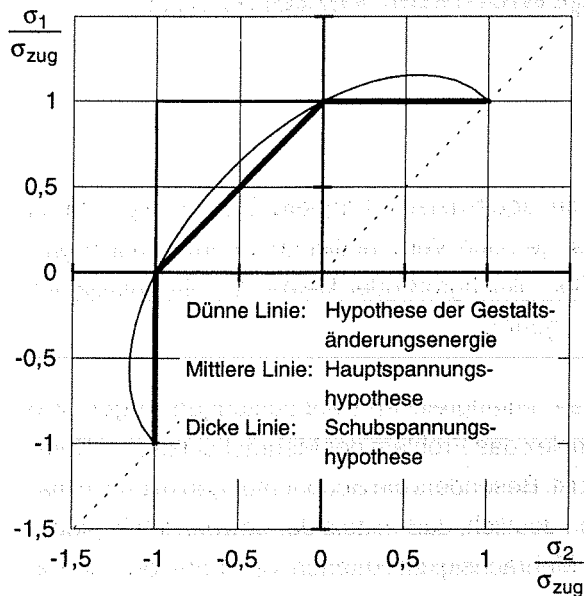


Bild 1: Hauptspannungs-, Gestaltsänderungsenergie- und Schubspannungshypothese für den ebenen Spannungszustand

neigte Ellipse, die durch die einachsigen Zugfestigkeiten läuft), so daß dieses Kriterium völlig ungeeignet für Keramiken ist. Ähnlich dem Mises-Kriterium geht das Schubspannungskriterium von Hauptspannungsdifferenzen als Versagensursache aus, allerdings ist dieses Kriterium das „schärfere“ (Bild 1). Ansonsten hat es dieselben für Keramik nicht zutreffenden Merkmale.

Ein weiteres Kriterium ist das der maximalen Hauptspannung, d.h., die maximal im Werkstoff auftretende Hauptspannung führt unabhängig von der Höhe der anderen zum Versagen. Im σ_1/σ_2 -Diagramm ergibt sich daher ein Quadrat (Bild 1). Bei diesem Kriterium wird zwar bei isostatischem Zug ein Versagen berechnet, jedoch auch bei isostatischem Druck. Außerdem wird zwischen Zug- und Druckfestigkeit nicht unterschieden. In der Literatur wird daher oft angenommen, daß nur positive Hauptspannungen ein Versagen herbeiführen, was allerdings eine unendlich hohe ertragbare Druckspannung zur Folge hat. Zur Beseitigung dieses Mangels kann man in einer modifizierten Hauptspannungshypothese für den Druckbereich statt der ertragbaren Zugspannung die einachsig ertragbare gemessene Druckspannung setzen. Es ergibt sich wiederum ein Quadrat im σ_1/σ_2 -Diagramm (**Bild 2**), dessen Mittelpunkt aber im dritten Quadranten liegt. Bei isostati-

ischem Druck versagt der Werkstoff, was nicht der Realität entspricht.

Bei der Mohrschen Hypothese dient eine Funktion $\tau=f(\sigma)$ als Bruchkriterium, das im Gegensatz zum Mises-Kriterium vom hydrostatischen Spannungszustand abhängt. Der Werkstoff verträgt unter Druck höhere Spannungen als unter Zug. Für den zweiachsigen Beanspruchungszustand ergibt sich die in Bild 2 dargestellte Hüllkurve, die als Näherung für keramische Werkstoffe brauchbar ist. Bei hydrostatischer Druckbeanspruchung wird jedoch Versagen ermittelt.

Die Sandelsche Hypothese [1] sagt aus, daß Versagen bei einem kritischen Wert des maximalen Hauptdehnungsvektors

$$\varepsilon_{\text{res}} = \sqrt{\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 + \varepsilon_3^2}$$

auftritt. Es ergibt sich für den zweiachsigen Spannungszustand eine Ellipse ähnlich dem Mises-Kriterium, wobei die Längen der Halbachsen eine Funktion der Querkontraktionszahl sind. Da kein Unterschied zwischen zweiachsigem Zug- und Druckbereich gemacht wird, ist diese zur Beschreibung des keramischen Versagensverhaltens völlig ungeeignet.

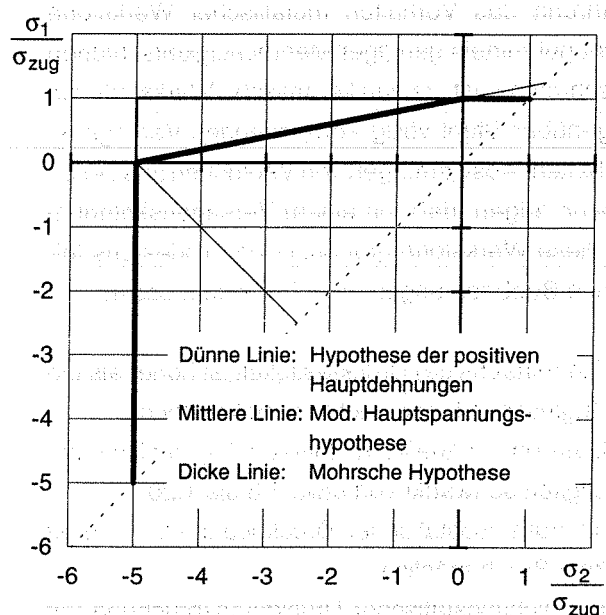


Bild 2: Modifizierte Hauptspannungs- und Mohrsche Hypothese im Fall des ebenen Spannungszustands für $\sigma_{\text{druck}}/\sigma_{\text{zug}}=5$ sowie Hypothese der positiven Hauptdehnungen für $\nu=0,2$

Die Bruchhypothese von Kuhn postuliert, daß bei Erreichen einer kritischen Formänderungsenergie als Summe von Gestalt- und Volumenänderungsenergie Bruch auftritt. Um bei isostatischem Druck kein Versagen zu erhalten, wird bei Volumenverkleinerung eine Vorzeichenkonvention eingeführt (negative Volumenänderungsenergie). Im zweiachsigen Fall wird jedoch das zu erwartende große Verhältnis zwischen ertragbarer Druck- und Zugspannung viel zu klein vorhergesagt; so ist z.B. für $\nu=0,2$ $\sigma_{\text{druck}}/\sigma_{\text{zug}}=1,3/1/$.

Die Hypothese der positiven Hauptdehnungen /2/ besagt, daß nur positive auftretende Hauptdehnungen ein Versagen des Werkstoffes herbeiführen können. Entsprechend dem Hookeschen Gesetz erhält man die drei Vergleichsspannungen aus den Gleichungen

$$\sigma_{V1} = E \cdot \varepsilon_1 = \sigma_1 - \nu(\sigma_2 + \sigma_3)$$

$$\sigma_{V2} = E \cdot \varepsilon_2 = \sigma_2 - \nu(\sigma_1 + \sigma_3)$$

$$\sigma_{V3} = E \cdot \varepsilon_3 = \sigma_3 - \nu(\sigma_1 + \sigma_2)$$

Jede dieser Vergleichsspannungen trägt bei statistischer Betrachtung zum Versagen des Werkstoffes bei, worauf im 6. Abschnitt noch eingegangen wird. Ohne Berücksichtigung der Festigkeitsstreuung ist nur die maximal auftretende positive Vergleichsspannung für das Versagen verantwortlich (entspricht der Hauptdehnungshypothese). Für das Verhältnis von einachsiger Zug- zu Druckfestigkeit ergibt sich dann, weil die senkrecht zur negativen Hauptdehnung stehenden positiven Querdehnungen das Versagen verursachen:

$$\frac{\sigma_{\text{zug}}}{\sigma_{\text{druck}}} = \nu$$

Für den ebenen Spannungszustand und $\nu=0,2$ ergibt sich das in Bild 2 dargestellte Dreieck, zum Vergleich ist die Mohrsche Hypothese mit $\sigma_{\text{druck}}/\sigma_{\text{zug}}=5$ eingetragen. Interessant ist, daß für den äquibiaxialen Zug eine gegenüber uniaxialer Beanspruchung höhere und für den äquibiaxialen Druck eine geringere ertragbare Spannung vorhergesagt wird. Für äquibiaxialen Zug (Plattenbiegung) kann /2/ eine Übereinstimmung mit dieser Vorhersage nachweisen, im zweiachsigen Druckbereich wurden leider keine Experimente durchgeführt.

Für isostatischen Druck kann ein Versagen nicht auftreten, da dann keine positiven Hauptdehnungen im Werkstoff anzutreffen sind. Bis auf die Beobachtungen b) und g) werden von dieser Hypothese als einziger alle aufgelisteten hinreichend gut erfüllt.

3. Bruchmechanische Kriterien

Bei bruchmechanischen Mehrachsigenkriterien geht man im Gegensatz zu den globalen vom Verhalten der bruchauslösenden Fehler (Poren, Risse) im Werkstoff aus. Grundlegende Beziehungen sind dabei die Gleichungen für die Spannungsintensitätsfaktoren K der drei Bruchmodi:

$$K_I = \sigma_n \cdot \sqrt{a} \cdot Y_I$$

$$K_{II} = \tau \cdot \sqrt{a} \cdot Y_{II}$$

$$K_{III} = \tau \cdot \sqrt{a} \cdot Y_{III}$$

Hierin sind σ und τ charakteristische Spannungen der rißfreien Komponente, a die Rißlänge und Y ein Geometriefaktor eines Rißmodelles. Versagen tritt auf, wenn der Spannungsintensitätsfaktor K einen werkstoffspezifischen kritischen Wert K_c überschreitet. Wie aus den Gleichungen ersichtlich, hängt das Versagen auch von der Wahl eines Rißmodells ab.

Ein beliebig orientierter Riß erfährt i. a. selbst bei einachsigem Spannungszustand eine mehrmodale Beanspruchung. Es ist notwendig, ein Kriterium zu definieren, mit dem ein mehrmodaler Beanspruchungsfall in einen einmodalen umgerechnet werden kann, also eine Gleichung der Form

$$K_{Ieq} = f(K_I, K_{II}, K_{III})$$

bereitzustellen. Durch Einsetzen der bruchmechanischen Grundgleichungen in dieses lokale Mehrachsigenkriterium wird die unbekannte Rißlänge a eliminiert.

In der Literatur gibt es zahlreiche Ansätze für lokale Versagenskriterien. Exemplarisch sei hier nur das empirische Kriterium nach Richard genannt, das sich durch entsprechende Konstanten u und v besonders gut an Versuche anpassen läßt /3/. Viele andere Kriterien sind mangels solcher Konstanten

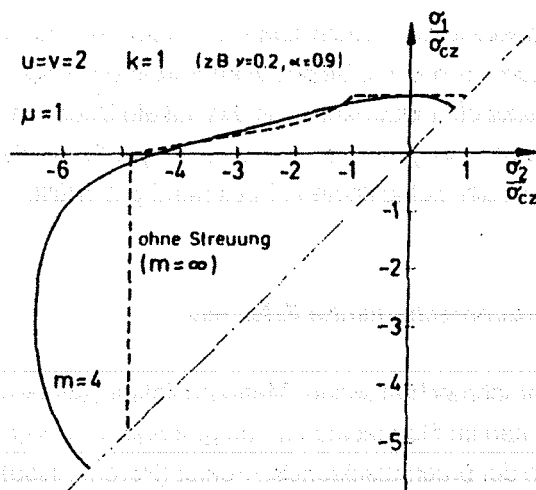


Bild 3: Versagensdiagramm für kreisförmige Risse bei statistischer Betrachtung nach /1/;
 $\alpha = K_{Ic}/K_{IIc}$; $k = (2\alpha/(2-\nu))^v$

wesentlich „starrer“ in ihrer Aussage und ergeben daher Vorhersagen wechselnder Qualität.

Ist die Normalspannung auf der Rißfläche negativ, so muß man verschiedene Annahmen treffen, da die Rißufer nun unter Druckspannungen stehen. So gibt /1/ folgende Vorschläge: a) Kein Versagen möglich; b) $K_I=0$ und Berücksichtigung von K_{II} oder c) $K_I=0$ und Annahme einer Reibungskraft; das heißt, man ersetzt die Schubspannung durch eine effektive Schubspannung, die zusätzlich von der Reibungszahl μ und der Druckspannung auf der Bruchfläche abhängt. Ein Beispiel eines σ_1/σ_2 -Diagramms eines bruchmechanischen Versagenskriteriums zeigt **Bild 3**. Paradox ist, daß ein Werkstoff mit einem niedrigeren Weibullmodul, also ein schlechterer Werkstoff, im Druckbereich eine höhere Festigkeit aufweist als der entsprechende „zuverlässige“ Werkstoff.

Zusammenfassend kann dennoch gesagt werden, daß durch die Vielzahl an beeinflussenden veränderlichen Größen (Rißmodell, lokales Versagenskriterium mit empirischen Konstanten und Reibzahl) eine sehr viel bessere Beschreibung des Versagensverhaltens keramischer Werkstoffe als bei den globalen Kriterien möglich ist. Allerdings wird dies durch erheblichen mathematischen Aufwand (Bestimmung der Versagensbedingungen bzw. Auswahl eines Rißmodells für Y_I , Y_{II} und ggf. Y_{III}) und viele zusätzliche Versuche zur Bestimmung von

Werkstoff- (K_{Ic} , K_{IIc} , K_{IIIc}) bzw. empirischen Größen (u, v, μ) neben den ohnehin erforderlichen Kennwerten E, ν sowie der Größen zur statistischen Beschreibung (z. B. Weibullmodul) erkaufte. Bindet man die bruchmechanischen Versagenskriterien in die statistische Festigkeitstheorie nach Weibull ein, so muß ein Fünffachintegral gelöst werden, da nicht nur eine Integration über die drei Raumkoordinaten x, y und z , sondern auch über zwei Winkelkoordinaten der Einheitskugel erforderlich ist, um alle Rißorientierungen zu erfassen /1/. Auch mit Unterstützung eines Rechners bedeutet dies erheblichen Aufwand.

4. Vorstellung des Ansatzes für das neue Mehrachsigsigkriterium

Untersuchungen zahlreicher Autoren (einige davon zusammengefaßt in /1/ und /2/) zeigen extrem uneinheitliches Verhalten. Während z. B. von /2/ bei zweiachsiger Beanspruchung gegenüber einachsiger geringere Ausfallwahrscheinlichkeiten beobachtet werden, ergeben sich bei Untersuchungen anderer Autoren oft höhere. Grundsätzlich kann man zwar höhere Ausfallwahrscheinlichkeiten für den einachsigen Fall auf einen Fehler im Versuch zurückführen: Bedingt durch Oberflächenfehler an den Kanten von Drei- oder Vierpunktbiegestäbchen könnte gegenüber biaxialen Versuchen (z. B. Doppelring oder Plattenbiegung) eine zu geringe Festigkeit gemessen werden, weil bei letzteren solche Kanten nicht beansprucht werden. Dieser Fehler ist bei /2/ aber praktisch auszuschließen, weil auch kombinierte Biege-/Torsionsversuche an Rundstäben durchgeführt worden sind, die mit wachsendem Biegeanteil auf den Versuchspunkt für den reinen Biegeversuch zustreben.

Neben den erwähnten Abweichung im ersten Quadranten zeigt sich auch im zweiten bzw. dritten Quadranten des σ_1/σ_2 -Diagramms kein einheitliches Bild (**Bild 4**). Beim Betrachten dieser Versuchspunkte scheint es fast unmöglich zu sein, eine befriedigende mathematische Beschreibung zu finden. Ziel des hier vorgestellten Kriteriums soll es sein, neben den grundsätzlich vorgestellten Forde-

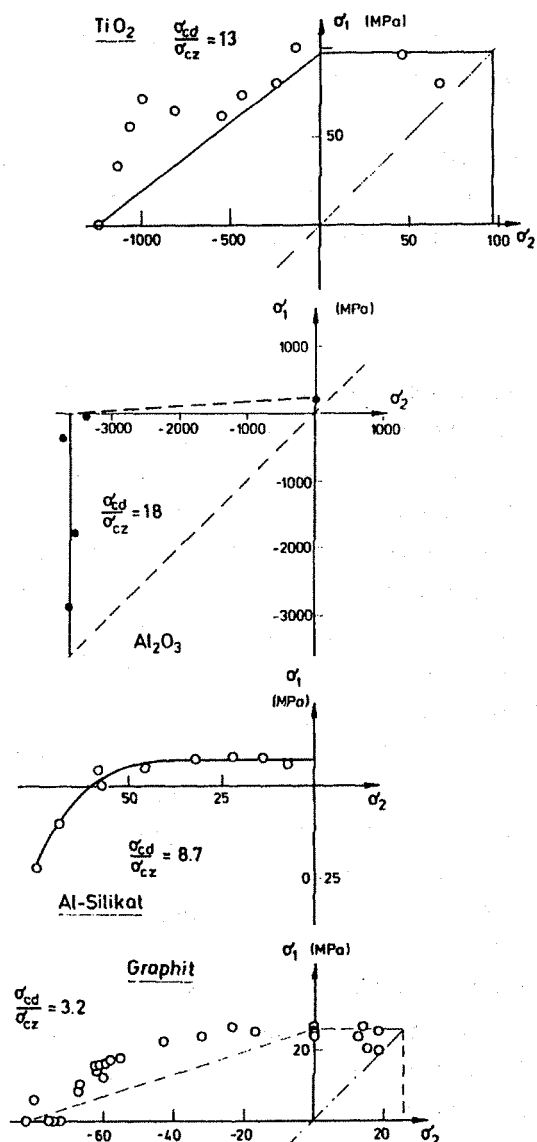


Bild 4: Mehrachsigidigramme verschiedener Werkstoffe; Ergebnisse unterschiedlicher Autoren, zusammengefaßt von /1/

rungen vor allen eine gute Anpaßbarkeit im 1. oder 3. Quadranten zu erreichen und zumindest die einachsige Druckfestigkeit gut zu erfassen. Dies wird für nötig gehalten, weil durch diese Spannungszustände in praktisch ausgeführten Konstruktionen meist der entscheidende Einfluß auf die Ausfallwahrscheinlichkeit bestimmt wird. Im 2. (bzw. 4.) Quadranten ist eine etwa geradlinige Verbindung zwischen einachsigem Zug und einachsigem Druck als konservative Näherung sicher ausreichend. Das Kriterium soll weiterhin auch für isostatische Spannungszustände richtige Aussagen liefern können.

Im zweiten Absatz wurde gezeigt, daß die meisten

der in der Einleitung aufgelisteten Beobachtungen nur mittels der Hypothese der positiven Hauptdehnungen zu erfüllen sind. Um jedoch das real sehr uneinheitliche Verhalten keramischer Werkstoffe quantitativ besser erfassen zu können, müssen zusätzliche Einflüsse berücksichtigt werden. In /4/ wird angeregt, den Einfluß von Schiebungen zu berücksichtigen, da in Versuchen an Keramik bei bestimmten Spannungszuständen Brüche beobachtet werden konnten, die auf einen Schubeinfluß deuten. Solche Beobachtungen sollen später noch angesprochen werden. An dieser Stelle sei zunächst lediglich bemerkt, daß das im folgenden vorgestellte Kriterium auf der zusätzlichen Wichtung von Schiebungen beruht.

Die drei Vergleichsspannungen nach der Hypothese der positiven Hauptdehnungen ergeben sich aus den Hauptdehnungen ε_i und dem Elastizitätsmodul. Man kann nun annehmen, daß die auf jeder Hauptdehnung senkrecht stehende Hauptschubung zusätzlich schädigt, dieser Einfluß allerdings werkstoffabhängig ist, also eine Werkstoffkonstante darstellt. Dieser Ansatz ist deswegen sinnvoll, weil für den einachsigen Spannungszustand die senkrecht auf der positiven Hauptdehnung stehende Schubung immer null ist und daher keine Funktion eines empirisch zu bestimmenden Wichtungsfaktors darstellt (**Bild 5**). Auf die praktische Bedeutung dieser

Einachsiger Zug:

$$\begin{aligned} \sigma_2 = \sigma_3 &= 0 \\ \varepsilon_2 < 0; \varepsilon_3 < 0 \\ \gamma_{23} &= 0 \end{aligned}$$

Äquibiaxialer Zug:

$$\begin{aligned} \sigma_3 &= 0 \\ \varepsilon_3 < 0 \\ \gamma_{12} &= 0 \end{aligned}$$

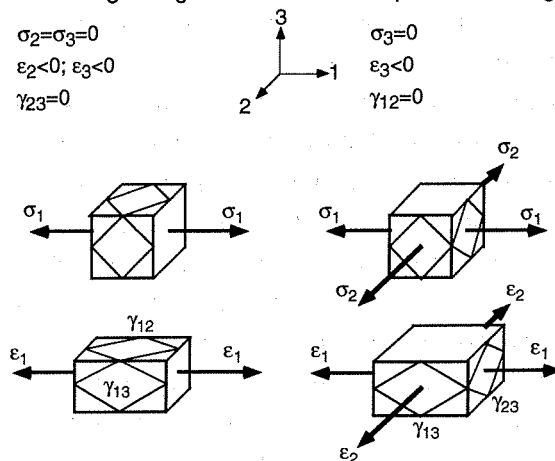


Bild 5: Verzerrungen am Elementarquader für den einachsigen und äquibiaxialen Zug

zunächst rein formalistisch erscheinenden Begründung soll im 5. Absatz noch eingegangen werden. Wählt man weiterhin einen besonders einfachen additiven Ansatz, so kann man folgende Gleichungen aufstellen:

$$\sigma_{V1} = E \cdot \varepsilon_1 + \alpha \cdot G \cdot \gamma_{23}$$

$$\sigma_{V2} = E \cdot \varepsilon_2 + \alpha \cdot G \cdot \gamma_{13}$$

$$\sigma_{V3} = E \cdot \varepsilon_3 + \alpha \cdot G \cdot \gamma_{12}$$

Hierin stellt α einen empirisch zu bestimmenden Wichtungsfaktor dar; $\alpha=0$ bedeutet einen Schubunempfindlichen Werkstoff. Mittels der Beziehung für z.B. die erste Hauptschubspannung

$$\tau_{12} = G \cdot \gamma_{12} = \frac{|\sigma_1 - \sigma_2|}{2}$$

ergeben sich dann die drei modifizierten Vergleichsspannungen:

$$\sigma_{V1} = \sigma_1 - v(\sigma_2 + \sigma_3) + \alpha \frac{|\sigma_2 - \sigma_3|}{2}$$

$$\sigma_{V2} = \sigma_2 - v(\sigma_1 + \sigma_3) + \alpha \frac{|\sigma_1 - \sigma_3|}{2}$$

$$\sigma_{V3} = \sigma_3 - v(\sigma_1 + \sigma_2) + \alpha \frac{|\sigma_1 - \sigma_2|}{2}$$

Die maximale positive Vergleichsspannung führt ohne Berücksichtigung der statistischen Festigkeitsstreuung zum Versagen. Für $\alpha=0$ ergibt sich so die Hypothese der positiven Hauptdehnungen. $\alpha=2v$ entspricht für den zweiachsigen Spannungszustand genau der Mohrschen Hypothese für den Fall $\sigma_{\text{zug}}/\sigma_{\text{druck}}=2v$ (**Bild 6**). Für den hydrostatischen Spannungszustand ergibt sich im Gegensatz zur Mohrschen Hypothese jedoch kein Versagen, da weder positive Hauptdehnungen noch Schiebungen auftreten. Bei isostatischem Zug tritt Versagen auf. Für $\alpha>2v$ verträgt der Werkstoff bei biaxialer Zugbelastung geringere und bei biaxialer Druckbelastung höhere Beanspruchungen als für den jeweiligen einachsigen Fall. Theoretischer Grenzfall ist $\alpha=2(1+v)$, weil sonst der einachsige Spannungszustand nicht mehr erfaßt werden kann. Wie im 6. Absatz noch gezeigt werden wird, ist der einachsige Spannungszustand bei statistischer Betrachtung bereits für $\alpha>2v$ nicht mehr exakt beschreibbar, so daß dann streng genommen die Einschränkung $0 \leq \alpha \leq 2v$ gemacht werden muß.

5. Diskussion und Erweiterung des vorgeschlagenen Ansatzes

Ohne Berücksichtigung der Festigkeitsstreuung ergibt sich aus den Definitionsgleichungen der drei Vergleichsspannungen die Beziehung

$$\frac{\sigma_{\text{zug}}}{\sigma_{\text{druck}}} = v + \frac{\alpha}{2}$$

Für schubunempfindliche Werkstoffe ($\alpha=0$) wäre dann das Verhältnis von einachsiger Zug- zu Druckspannung gleich v analog der Hypothese der positiven Hauptdehnungen. Oftmals mißt man jedoch größere Druckfestigkeiten. /2/ erklärt dies durch die Behinderung der Querdehnung beim einachsigen Druckversuch, so daß sich zu große gemessene Druckfestigkeiten ergeben. Gewöhnlich werden nämlich zylinderförmige Proben mit einer Papierzwischenlage zwischen die krafteinleitenden Flächen der Druckprüfmaschine gestellt. Verwendet man statt der Papierschicht dagegen einen kleinen Zylinder mit dem gleichen Außendurchmesser und dergleichen Querkontraktionszahl wie der Versuchskörper (hier ein Tonerdeporzellan) selbst, so konnte /2/ eine Reduktion der ertragbaren Druckspannung um 22% beobachten, was zur Folge hatte, daß für den untersuchten Werkstoff die theoretische Forderung $\sigma_{\text{zug}}/\sigma_{\text{druck}}=v$ mit einem Fehler von

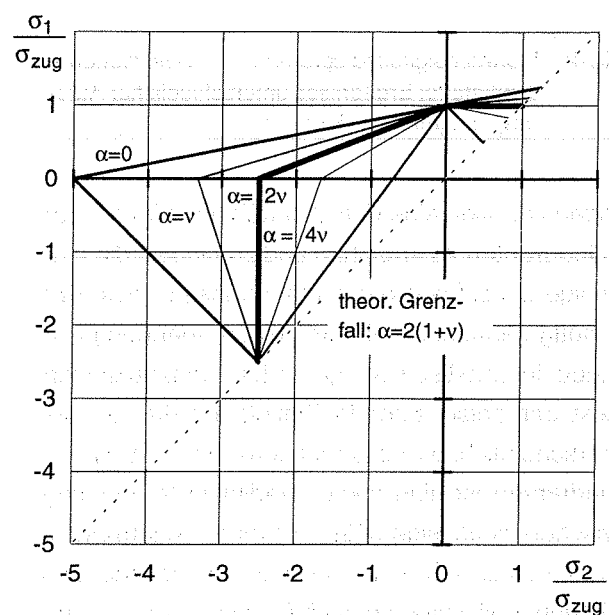


Bild 6: Vorgestellte Hypothese für verschiedene Schubwichtungsfaktoren α ohne Berücksichtigung der Festigkeitsstreuung ($m=\infty$; $v=0,2$)

etwa 10 % erfüllbar war. Dies zeigt, daß bei Druckbelastung positive Querdehnungen eine Rolle spielen müssen. Bei Aluminiumoxid beobachtet man aber z.T. bis um den Faktor 20 höhere Druckfestigkeiten. Dies ist sicher nicht ausschließlich auf Meßfehler zurückzuführen und kann darauf hinweisen, daß die Querkontraktionszahl ν allein zur Beschreibung nicht ausreicht.

An dieser Stelle macht es daher Sinn, eine für die Schädigung effektive Querkontraktion ν_{eff} einzuführen, die bei Vernachlässigung der Festigkeitsstreuung per Definition aus dem gemessenen Unterschied zwischen Zug- und Druckfestigkeit durch die Gleichung

$$\nu_{\text{eff}} + \frac{\alpha_{\text{eff}}}{2} \stackrel{\text{Def.}}{=} \frac{\sigma_{\text{zug}}}{\sigma_{\text{druck}}}$$

gewonnen werden kann. Entsprechend ändert sich der Schub einflußfaktor α_{eff} , wobei die Bereichsgrenzen analog übernommen werden können. Stehen Ergebnisse biaxialer Zugversuche (z.B. Doppelringtest) nicht zur Verfügung, so kann als erste Näherung $\alpha_{\text{eff}} = 2\nu_{\text{eff}}$ gewählt werden (entspricht für den ebenen Spannungszustand der Mohrschen Hypothese bzw. im 1. Quadranten der Hauptspannungshypothese).

Die Berechtigung obiger Definition kann man dadurch plausibel machen, daß die unter uni- oder biaxialen Druck für das Versagen als verantwortlich postulierten positiven Querkontraktionen weniger schädigend als eine durch eine Zugspannung hervorgerufene richtungsgleiche Hauptdehnung sind.

Zur weiteren Veranschaulichung kann man sich im Sinne der Bruchmechanik einen Riß vorstellen, dessen Normale in Richtung der positiven Hauptdehnung liegt. Liegen im Falle des einachsigen Zuges positive Hauptdehnung und Hauptspannung auf derselben Achse (siehe auch Bild 5), so wird der Riß nicht nur durch die Dehnung geöffnet, sondern auch das Rißufer durch die Hauptspannung (in diesem Fall Rißnormalspannung) beansprucht. Liegt bei einachsiger Druckbelastung ein Riß in Richtung einer der beiden positiven Hauptdehnungen, so wird er zwar geöffnet, allerdings ist die Spannung in Riß-

normalenrichtung Null. Dieser Zustand ist für den Riß sicher weniger schädigend als der zuerst genannte Fall. Für die globale Beschreibung mittels der vorgeschlagenen Gleichungen muß also gelten: $0 < \nu_{\text{eff}} \leq \nu$. ν_{eff} kann nicht Null werden, weil sonst für $\alpha=0$ die ertragbare Druckfestigkeit unendlich groß wäre.

Der Einfluß der effektiven Querkontraktionszahl ν_{eff} ist im Prinzip vergleichbar mit der Reibungszahl μ in den bruchmechanischen Kriterien: Die Variation dieser Reibzahl auf der Rißebeine bedeutet wie die Variation von ν_{eff} ein Verschieben der Druckfestigkeit auf den negativen σ_1 - bzw. σ_2 -Achsen (vergl auch $\nu_{\text{eff}}=0,1$ und $m=\infty$ in Bild 7 mit $\nu=0,2$ und $\alpha=2\nu$ in Bild 6). Bei den bruchmechanischen Kriterien können allerdings durch die Beschränkung $\mu \leq 1$ je nach Kriterium bzw. Rißmodell nur Druckfestigkeiten von maximal dem siebenfachen der Zugfestigkeit vorhergesagt werden /1/. Durch die Wahl der Parameter $\nu_{\text{eff}}=0,0185$ und $\alpha_{\text{eff}}=0,037$ sind (bei Vernachlässigung der Festigkeitsstreuung) dagegen mit der vorgeschlagenen Hypothese sehr gut die Versuche von /5/ an Aluminiumoxid (siehe Bild 4) beschreibbar.

Im weiteren soll der Einfluß des Schubwichtungsfaktors α diskutiert werden. Wie Bild 6 zeigt, ist dieser bei uniaxialem Druck besonders groß, während er bei biaxialem Druck und uniaxialem Zug keine Rolle spielt. Für uniaxialen Zug ($\sigma_1=\sigma_{\text{zug}}$, $\sigma_2=\sigma_3=0$) ergibt sich aus den vorgeschlagenen Gleichungen als versagensbestimmende Vergleichsspannung die Beziehung

$$\sigma_{V1} = \sigma_{\text{zug}}$$

Das heißt, Versagen tritt infolge der maximalen Hauptspannung auf. Bei Versuchen (Zugstab, Biegestab) sind übereinstimmend Trennbrüche normal zur Hauptspannungsrichtung zu beobachten.

Für äquibiaxialen Zug (z. B. $\sigma_1=\sigma_3=\sigma_{\text{zug}}$, $\sigma_2=0$) ergeben sich als versagensbestimmend:

$$\sigma_{V1,3} = \sigma_{\text{zug}} - \nu_{\text{eff}}\sigma_{\text{zug}} + \alpha_{\text{eff}} \frac{\sigma_{\text{zug}}}{2}$$

Je nach Größe des Schubwichtungsfaktors α ergibt sich also eine kleinere ($\alpha < 2\nu$), gleichgroße ($\alpha = 2\nu$)

oder größere ($\alpha > 2\nu$) ertragbare Spannung als bei uniaxialem Zug. Wesentlichen Anteil an der Vergleichsspannung hat jedoch wiederum die Normalspannung, so daß in Versuchen z. B. an Doppelringprobekörpern gerade Trennbrüche in tangentialer wie in Umfangsrichtung zu beobachten sind.

Bei äquibiaxialem Druck (z. B. $\sigma_1=0$, $\sigma_2=\sigma_3=-\sigma_{\text{druck}}$) ergibt sich dagegen als versagensbestimmende Gleichung

$$\sigma_{V1} = 2\nu_{\text{eff}}\sigma_{\text{druck}}$$

also nur noch eine Abhängigkeit von der effektiven Querkontraktionszahl, nicht mehr vom Schubwichtungsfaktor. Dem Autor sind allerdings leider keine Bruchbilder vom Versagen bei äquibiaxialem Druck bekannt.

Besonders interessant ist nun die Betrachtung der Vergleichsspannungen, die sich bei uniaxialem Druck (z. B. $\sigma_1=\sigma_2=0$, $\sigma_3=-\sigma_{\text{druck}}$) ergeben:

$$\sigma_{V1,2} = \nu_{\text{eff}}\sigma_{\text{druck}} + \alpha_{\text{eff}} \frac{\sigma_{\text{druck}}}{2}$$

Am Versagen des Werkstoffes sind also sowohl Querdehnung (Berücksichtigung durch ν_{eff}) wie durch α_{eff} gewichteter Schub aus der Differenz zwischen Druckhauptspannung und senkrecht dazu liegenden normalspannungsfreien Hauptachsen ($\sigma_{\text{druck}}/2$) beteiligt. Der Einfluß der Querdehnung (Versuche von /2/) ist bereits beschrieben worden. Tatsächlich kann man beim einachsigen Druckversuch in den zahlreichen Trümmern, die vom Probekörper nach dem Versagen übrig bleiben, Bruchstücke finden, deren Bruchflächen um 45° zur Druckhauptachse geneigt sind. Deutlicher zeigt sich der Schubeinfluß allerdings an großen Zylindern, die auf einer Seite lokal durch einen kleinen Zylinder druckbeansprucht werden (solche Versuche wurden von /2/ durchgeführt). Im großen Zylinder entsteht dann unter dem kleinen ein annähernd hydrostatischer Spannungszustand. Hier wurde nie Versagen beobachtet. Es platzt dagegen typischerweise eine Ecke direkt neben dieser Beanspruchungszone heraus, die sich im Bereich der positiven Tangentialspannung durch einen Hauptspannungstrennbruch und zur Mitte des Zylinders hin durch eine kegelförmige 45° -Begrenzung auszeichnet.

Betrachtet man dagegen den Fall reiner Torsion (z. B. $\sigma_1=\sigma_{\text{zug}}$, $\sigma_2=0$, $\sigma_3=-\sigma_{\text{druck}}$ mit $\sigma_{\text{druck}}=-\sigma_{\text{zug}}$) so ergibt sich die Vergleichsspannung aus der Beziehung

$$\sigma_{V1} = \sigma_{\text{zug}} + \nu_{\text{eff}}\sigma_{\text{druck}} + \alpha_{\text{eff}} \frac{\sigma_{\text{druck}}}{2}$$

Obwohl Querdehnung und Schubeinfluß vorhanden sind, wird das Versagen für real vorkommende Werte von ν_{eff} und α_{eff} im wesentlichen durch die um 45° gegenüber der Torsionsachse liegende Zughauptspannung bestimmt, was sich praktisch durch einen sauberen Trennbruch /2/ bemerkbar macht.

6. Einbindung des Mehrachsigenkriteriums in die statistische Festigkeitstheorie

Grundgleichung für die statistische Festigkeitstheorie ist die von Weibull /6/ 1939 veröffentlichte Beziehung

$$P_V(\sigma) = 1 - \text{Exp} \left[-\frac{1}{V_0} \int_V \left(\frac{\sigma - \sigma_u}{\sigma_0} \right)^m dV \right]$$

Darin ist $P_V(\sigma)$ die Ausfallwahrscheinlichkeit, V das Bauteilvolumen, V_0 ein Bezugsvolumen (z.B. 1mm^3), m der Weibullmodul als Maß für die Festigkeitsstreuung, σ die im Bauteil auftretende Spannung, σ_0 eine Normierungsspannung und σ_u eine Spannung, unterhalb derer kein Bruch mehr auftritt. Mit dieser Gleichung ist allerdings nur der einachsige Spannungszustand erfaßt. Weibull selbst schlug vor, eine Vergleichsspannung durch das Berücksichtigen aller positiven Normalspannungskomponenten zu ermitteln, was jedoch bei Druckspannungen zu grundsätzlich falschen Aussagen führt.

Oftmals wird der einfache Ansatz gemacht, nur die drei Hauptspannungen (sofern positiv) zu berücksichtigen und diese additiv zu überlagern (Barnett-Freudenthal-Approximation; in der englischsprachigen Literatur als PIA-Modell, „Principle of Independent Action“, bezeichnet). In obiger Gleichung substituiert man also:

$$\left(\frac{\sigma - \sigma_u}{\sigma_0} \right)^m = \left(\frac{\sigma_1 - \sigma_u}{\sigma_0} \right)^m + \left(\frac{\sigma_2 - \sigma_u}{\sigma_0} \right)^m + \left(\frac{\sigma_3 - \sigma_u}{\sigma_0} \right)^m$$

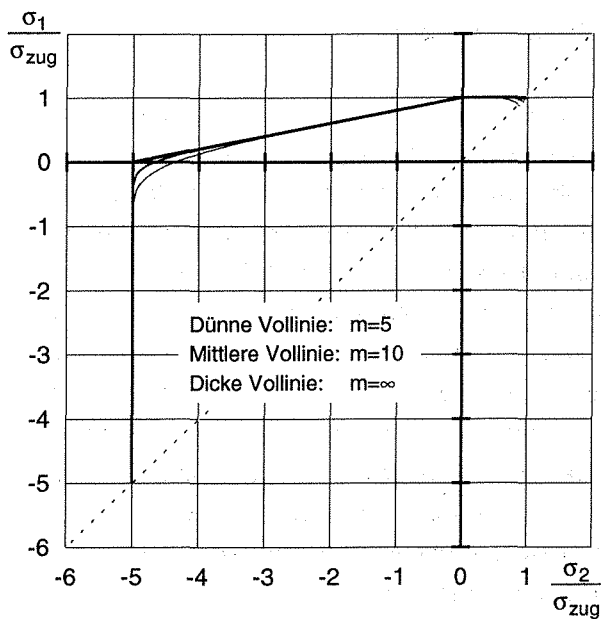


Bild 7: Einfluß des Weibullmoduls bei der vorgestellten Hypothese für $v_{\text{eff}}=0,1$ und $\alpha_{\text{eff}}=2v_{\text{eff}}$

Dieser im Prinzip rein willkürliche Ansatz besagt, daß jede Hauptspannung unabhängig von der anderen einen Teil zum Bruchrisiko beiträgt. Er wird in der Literatur daher oftmals kritisiert; meist liefert er zu geringe Ausfallwahrscheinlichkeiten. In /2/ liefert er dagegen zu hohe Bruchrisiken. /2/ setzt stattdessen in die obige Gleichung nicht die drei Hauptspannungen, sondern die drei Vergleichsspannungen nach der Hauptdehnungshypothese ein, wobei nur positive Hauptdehnungen berücksichtigt werden. Dies wird als „Hypothese der positiven Hauptdehnungen“ bezeichnet. Obwohl der von /2/ gewählte Ansatz formal wie das kritisierte PIA-Modell erscheint, liegt dennoch streng betrachtet kein solches Modell vor, da die drei eingesetzten Vergleichsspannungen im Gegensatz zu den Hauptspannungen voneinander abhängig sind. Dieser Ansatz soll daher übernommen werden.

Setzt man $\sigma_u=0$ (mit dieser Vereinfachung liegt man „auf der sicheren Seite“) und vergleicht einachsiges und mehrachsiges Bruchrisiko, so ergibt sich als endgültige Vergleichsspannung die Beziehung

$$\sigma_V = (\sigma_{V1}^m + \sigma_{V2}^m + \sigma_{V3}^m)^{1/m}$$

Damit verbunden ist also mit fallendem Weibullmodul ein Verrunden der Ecken im ersten Quadranten sowie in der Nähe der einachsigen Druckfestigkeit der negativen σ_1 - und σ_2 -Achsen (**Bild 7**). Durch

diese Gleichung kann man auch erklären, wieso der Fall $\alpha_{\text{eff}} > 2v_{\text{eff}}$ bei statistischer Betrachtung für den einachsigen Spannungszustand problematisch zu beschreiben ist: Hier werden dann nämlich alle drei Vergleichsspannungen positiv, wobei mindestens eine der Spannungen gleich der Zugfestigkeit ist, so daß als Folge eine zu geringe einachsige Ausfallwahrscheinlichkeit berechnet wird. Dieser Fehler ist aber sehr gering, für $m \geq 5$ und $\alpha_{\text{eff}} \leq 4v_{\text{eff}}$ beträgt er weniger als ca. 0,01%, so daß die mathematische Unvollkommenheit dieses Ansatzes praktisch ohne Bedeutung bleibt. Den Einfluß von m und α_{eff} im ersten Quadranten zeigt für einige feste Werte **Bild 8**. Man kann davon ausgehen, daß durch die fast geradlinige Verbindung im zweiten und vierten und die negative Anfangssteigung im ersten Quadranten für $\alpha_{\text{eff}} > 2v_{\text{eff}}$ Vorhersagen getroffen werden, die auf der sicheren Seite liegen (vergl. Bilder 4 und 7).

Bei statistischer Betrachtung ergibt sich durch Gleichsetzen der Bruchrisiken als Verhältnis von einachsiger Zug- zu Druckspannung für gleichgroße beanspruchte Volumen die Beziehung:

$$\frac{\sigma_{\text{zug}}}{\sigma_{\text{druck}}} = \sqrt[m]{2 \cdot \left(v_{\text{eff}} + \frac{\alpha_{\text{eff}}}{2} \right)^m}$$

Durch einen weiteren biaxialen Versuch, z. B. einen Doppelringtest, ist es möglich, die Werte α_{eff} und v_{eff} eindeutig zu bestimmen und damit das Kriterium optimal an Versuchsergebnisse anzupassen.

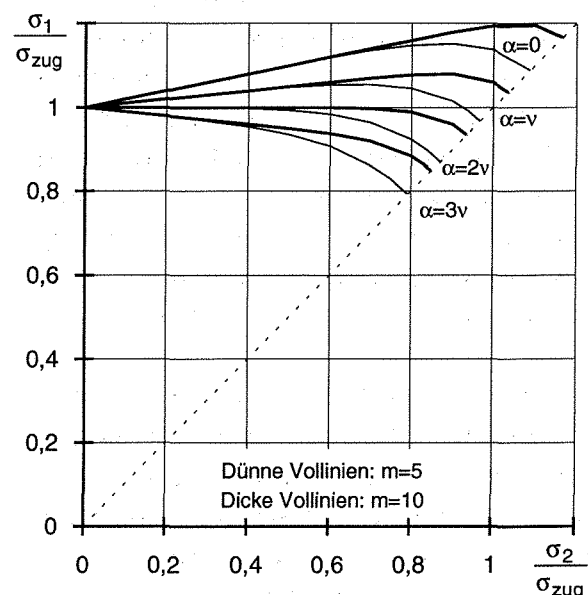


Bild 8: Einfluß des Weibullmoduls und des Schubwichtungsfaktors im ersten Quadranten für $v=0,2$

7. Bestimmung der Konstanten

Sinnvolle Vorhersagen für ausgeführte Konstruktionen sind nur möglich, wenn die Probekörper nach demgleichen Verfahren wie das Bauteil hergestellt sind und eine vergleichbare Oberflächenbeschaffenheit haben. Sieht man von diesem grundsätzlichen Problem einmal ab, so kann man zur Bestimmung der Konstanten wie folgt vorgehen:

1. Bestimmung des Elastizitätsmoduls
2. Bestimmung von m , σ_0 und ggf. σ_u aus einem einachsigen Versuch (z. B. Zug- oder Biegeversuch)
3. Bestimmung der einachsigen Druckfestigkeit (dabei ist darauf zu achten, daß die Querdehnung nicht behindert wird!)
4. Durchführen eines Doppelringversuchs, um den Einfluß des äquibiaxialen Zuges zu erfassen

Damit können die Konstanten α_{eff} und v_{eff} und somit die Hüllkurve im σ_1/σ_2 -Diagramm eindeutig bestimmt werden. Weitere Versuche sind im Prinzip nicht mehr erforderlich, da das Kriterium keine weiteren „Freiheitsgrade“ mehr hat. Wird jedoch das Bauteil überwiegend auf Druck beansprucht, so empfiehlt es sich, statt des Doppelringversuches, der äquibiaxialen Zug hervorruft, einen Versuch im dritten Quadranten durchzuführen, um den biaxialen Druck besser zu erfassen, da – durch die Konstanten α_{eff} und v_{eff} bedingt – erster und dritter Quadrant (Bild 6) voneinander abhängig sind. Ob dies der Realität entspricht, kann der Autor noch nicht beurteilen, da eigene Versuche nicht gemacht wurden und ihm entsprechende Untersuchungen nicht bekannt sind. Das Verhalten im 1. und 2. oder im 2. und 3. Quadranten kann jedoch mit dem vorgeschlagenem Ansatz beschrieben werden. Zur Beurteilung der Spannungszustände praktisch ausgeführter Konstruktionen ist dies meist ausreichend.

Das vorgeschlagene Kriterium kann übrigens auch für Oberflächenverteilungen eingesetzt werden. Dabei vereinfacht sich die mathematische Behandlung, denn es müssen nur zwei Hauptspannungen berücksichtigt werden. Außerdem muß dann nur noch ein Zweifachintegral bei der Lösung der Weibull-Gleichung aufgestellt werden.

8. Zusammenfassung

Es wird ein Ansatz für ein semiempirisches Mehrachsigenkriterium vorgestellt, das sich auf den Einfluß gewichteter Verzerrungen stützt. Mit diesem Kriterium können sehr viele praktisch an Keramik beobachtbare Eigenschaften erklärt werden. Bei minimalem Versuchsaufwand an einfachen Probekörpern können damit Vorhersagen für komplexe Bauteile getroffen werden, die bei entsprechender Wahl der vorgeschlagenen semiempirischen Faktoren auf der sicheren Seite liegen. Das Kriterium ist mathematisch einfach aufgebaut, wobei bewußt auf bruchmechanische Betrachtungsweisen verzichtet wurde, und kann sehr leicht auf dem Rechner programmiert werden. Es wendet sich daher an den in der Praxis stehenden Ingenieur, der mit möglichst geringem Aufwand zuverlässig einsetzbare keramische Bauteile dimensionieren muß. Ein vollständiger experimenteller Nachweis des Kriteriums konnte jedoch mangels Versuchsergebnissen bisher nicht durchgeführt werden.

Literatur

- /1/ Munz, D.; Fett, Th.: Mechanisches Verhalten keramischer Werkstoffe, Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, New York, 1989
- /2/ Beierlein, G.: Festigkeitsverhalten keramischer Werkstoffe unter mehrachsiger mechanischer Beanspruchung, Diss. Ingenieurhochschule Zwickau, 1988
- /3/ Thiemeier, Th.: Lebensdauervorhersage für keramische Bauteile unter mehrachsiger Beanspruchung, Diss. Universität Karlsruhe, 1989
- /4/ Nadler, P.: Beitrag zur Charakterisierung und Berücksichtigung des spezifischen keramischen Festigkeitsverhaltens, Diss. Bergakademie Freiberg, 1989
- /5/ Adams, M.; Sines, G.: Determination of biaxial compressive strength of a sintered alumina ceramic, Journal of the American Ceramic Society 59, 1976, 300-304
- /6/ Weibull, W.: A Statistical Theory of the Strength of Materials, Ingenieursvetenskapsakademiens Handlingar, Stockholm, Nr. 151 (1939)

Beanspruchungsgerechte Konstruktion eines thermisch hoch beanspruchten Bauteils aus dem Bereich des Akkumulatorenbaus

Dao, T. H.; Engel, K.; Schmidt, A.

Neben den herkömmlichen Ansprüchen an das Festigkeitsverhalten von Bauteilen infolge einer mechanischen Beanspruchung erfordert die thermische Beanspruchungen bei der Konstruktion besondere Beachtung. Nachfolgender Artikel befaßt sich mit der konstruktionssystematischen Neugestaltung einer Trägerdichtleiste für einen automatischen Batteriebrückenschweißstand.

1. Einleitung

Innerhalb des Akkumulatorenbaus wird ein automatischer Batteriebrückenschweißstand eingesetzt, dessen Aufgabe darin besteht die Polfahnen der einzelnen positiven bzw. negativen Akkumulatorplatten miteinander zu verschweißen. Zu diesem Zweck werden zu Beginn eines jeden Schweißprozesses Akkumulatorplatten zu Plattensätzen zusammengestellt. Zwei von beiden Seiten der Mittel- leiste zusammenfahrende Kammleisten sorgen für eine Zentrierung und Ausrichtung der Polplatten und -fahnen. Die Fahnen der positiven und negativen Platten ragen durch die Aussparungen der rechts und links neben der Mittelleiste postierten Kammleisten in den Brückenraum. Die Kammleisten, die Mittelleiste und die von oben zufahrenden Polabdeckungen bilden einen nach unten abgedichteten jedoch nach oben offenen Raum (Bleinest). Die Zuführung des Bleilotes erfolgt mittels spezieller Aufnahmen an der Mittelleiste. Darüber hinaus werden die beiden Batteriepole der Anoden- und Kathodenseite in speziellen Aussparungen der Kammleisten mit direkter Verbindung zum Bleinest postiert. Eine Abdeckvorrichtung gewährleistet, daß nur ein begrenzter Bereich für die Brückenbildung zwischen den Polplattenfahnen und den Polschuhen der Batterie der direkten Flammeneinwirkung ausgesetzt ist. Eine Beschädigung der Batteriepole wird somit verhindert. Die Flammen zweier paralleler von oben zufahrender Gasbrennerleisten (Propan-Sauerstoff-Gemisch) schmelzen in einem Zeitraum von ca. 10 Sekunden die auf der Mittelleiste aufliegenden Brückenbleibarren sowie partiell die Plattenfahnen und die Polfüße. Es entsteht ein Bleibad

in dem durch Kammleisten und Mittelleiste begrenzten Raum. Die Flammentemperatur während des Schmelzprozesses beträgt ca. 2800 °C. Nach dem Aufschmelzen des Bleis fahren die Brennerleisten zurück. Das flüssige Blei erstarrt zu je einer positiven und negativen Polbrücke zwischen den Plattenfahnen und Batteriepolen links bzw. rechts der Mittelleiste. Die erstarrten Bleisätze werden durch Auseinanderfahren von der Mittelleiste und den Kammleisten frei gegeben.

2. Istanalyse

Die in dem Batterieschweißstand eingesetzte Mittelleiste ist ein multifunktionales Bauteil, welches neben der Trägerfunktion der Bleibarren in Kombination mit den Kammleisten Abdicht- und Zentrieraufgaben übernimmt.

Die Mittelleiste unterliegt sowohl einer mechanischen als auch thermischen Beanspruchung. Während die mechanische Beanspruchung im wesentlichen durch die Einspannverhältnisse und die Belastung der aufliegenden Bleibarren hervorgerufen wird, resultiert die thermische Beanspruchung aus der extremen Wärmeeinbringung während des Schweißvorganges. Wie aus den Temperaturmeßschrieben (Bild 2.1) zu entnehmen ist, stellt sich ein nichtlineares und nichtsymmetrisches Temperaturprofil über die Höhe der Mittelleiste ein. In beiden Fällen erfolgt damit eine Biegebeanspruchung der Leiste, wobei der Beanspruchungsverlauf im wesentlichen durch das sich einstellende Temperaturprofil bestimmt wird.

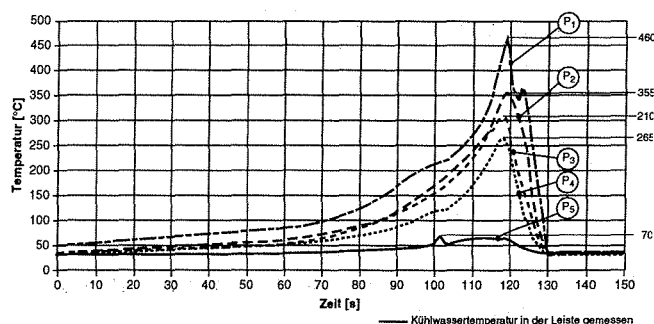


Bild 2.1 Temperaturmeßschriebe der Mittelleiste

Nach Abschluß des Arbeitsvorgangs ist eine plastische Verformung (Durchbiegung) der Mittelleiste von 2 mm nachweisbar. Dieses setzt das Auftreten von Spannungswerten oberhalb der Streckgrenze des verwendeten Werkstoffes voraus. Als Folge der Verformung ist die Dichtfunktion, welche in Verbindung mit den Kammleisten erfüllt werden sollte, nicht mehr gewährleistet. Das aufgeschmolzene Blei dringt nach unten durch die Kammleisten in den Batteriekörper ein und führt zur Funktionsunfähigkeit des Akkumulators.

Nachfolgende Berechnungen sollen einen Überblick über die Beanspruchungen in der Mittelleiste geben. Als Eingangsgrößen für die Berechnung dienen die Temperaturverläufe aus dem Meßprotokoll sowie eine experimentell ermittelte, den Betriebsbedingungen angenäherte statische Belastung der Mittelleiste.

Die mechanische Beanspruchung der Mittelleiste erfolgt, neben einer vernachlässigbaren Auflagerkraft durch die zu schmelzenden Bleibarren, über die von rechts und links unter die Leiste fahrenden Kammleisten.

Während des Zusammenfahrens der Kammleisten wird die an ihren Enden durch Bolzen geführte und federnd gelagerte Mittelleiste leicht angehoben, damit wird in die Leiste eine Kraft in vertikaler Richtung eingeleitet. Die Einspannungs- und Belastungsverhältnisse der Mittelleiste sind mit der nachfolgenden vereinfachten Darstellung zu beschreiben (Bild 2.2.)

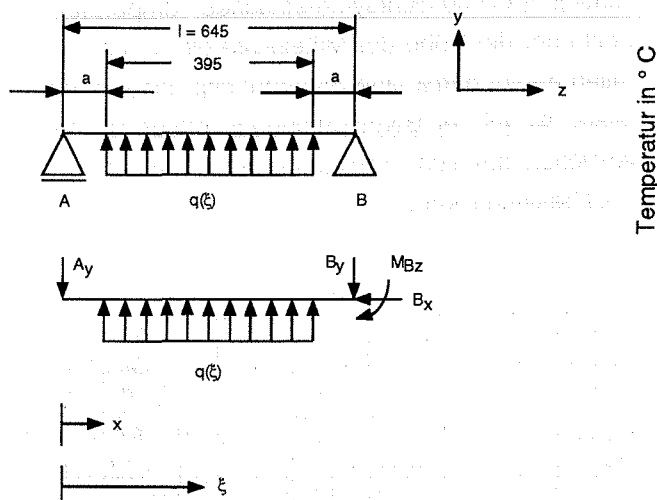


Bild 2.2 Ersatzschaltbild der Einspann- und Belastungsverhältnisse

Die eingeleiteten Lagerkräfte A_y und B_y wurden überschlägig ermittelt und für die nachfolgende Berechnung mit 110 N angesetzt. Mit Hilfe der Lagerreaktionen und den Gleichgewichtsbedingungen am Gesamtsystem wurde eine durch die Kammleisten hervorgerufene Streckenlast $q(\xi) = q_0$ errechnet. Für die weiteren Berechnungen wurde eine reine Biegebeanspruchung der Mittelleiste angenommen.

Infolge der extremen Wärmeeinwirkung auf die Mittelleiste während des Schweißprozesses bilden sich unterschiedliche Temperaturzonen über die Höhe der Leiste aus. Ein solches inhomogenes, nichtlineares und nichtsymmetrisches Temperaturprofil führt zu einer zusätzlichen Beanspruchung. Diese hat einen entscheidend höheren Einfluß auf die Durchbiegung der Leiste als eine rein mechanische Belastung durch die Kammleisten.

Gleichung (2.1) beschreibt die modifizierte Funktion der Biegelinie unter Berücksichtigung einer thermischen Beanspruchung $/2/$.

$$\frac{d^2 w(x)}{dx^2} = - \left[\frac{M_{Bz}(x) + M_{Bz, therm.}(x)}{I_z E} \right] \quad (2.1)$$

Für die weitere Berechnung wurde aus den Temperaturmeßschrieben (Bild 2.1) das in **Bild 2.3** über die Höhe der Mittelleiste dargestellte Temperaturprofil $T(y)$ angenommen.

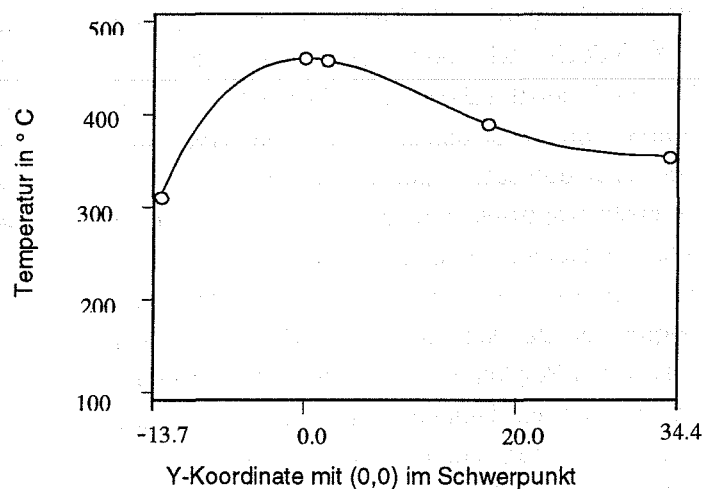


Bild 2.3 Temperaturprofil über die Höhe der Mittelleiste

Gleichung (2.2) beschreibt das aufgrund der thermischen Beanspruchung der Mittelleiste hervorgerufene Biegemoment $/2/$. Darin ist α der Temperatur-

ausdehnungskoeffizient, E der Elastizitätsmodul und ΔT die Temperaturverteilung.

$$M_{Bz \text{ therm.}}(x) = \int_A \alpha E \Delta T y dA \quad (2.2)$$

Die sich einstellenden Normalspannungen an dieser Stelle können mit Hilfe der Gleichung (2.3) ermittelt werden /2/.

$$\sigma_x(y) = -\alpha E \Delta T + \frac{F_L + F_{L \text{ therm.}}}{A} + \frac{M_{Bz}(x) + M_{Bz \text{ therm.}}(x)}{I_z} y - \frac{M_{By \text{ therm.}}(x)}{I_y} x \quad (2.3)$$

Dabei bedeuten F_L die mechanische Belastung, $M_{Bz}(x)$ das infolge der mechanischen Belastung hervorgerufene Biegemoment an der jeweiligen Stelle, $M_{Bz \text{ therm.}}(x)$ bzw. $M_{By \text{ therm.}}(x)$ die aufgrund der thermischen Beanspruchung eingeleiteten Momente (vgl. Gleichung (2.2)) und $F_{L \text{ therm.}}$ die durch die thermische Beanspruchung zusätzlich hervorgerufene Kraft (vgl. Gleichung (2.4)) /2/.

$$F_{L \text{ therm.}} = \int_A \alpha E \Delta T dA \quad (2.4)$$

Um die auftretenden Spannungen auf ein zulässiges Maß zu begrenzen, ist bei der Neukonstruktion der Mittelleiste darauf zu achten, daß die Einspannungsverhältnisse eine überwiegend freie Verformung des Bauteils zulassen ohne dabei jedoch die Dichtfunktion zu gefährden. Darüber hinaus ist eine möglichst symmetrische Temperaturverteilung anzustreben, um die Verformung infolge der Wärme- einwirkung möglichst gering zu halten.

3. Neukonstruktion der Mittelleiste

3.1 Anforderungsliste

- Integration der Mittelleiste in bestehenden Brückenschweißstand
- Abdichtung des Bleinestes gegen Polplattenfahnen und Kammleisten
- Geometrie bestimmt durch die Komponenten Brenner, Kammleisten und Bleibarren
- Zuführung der Bleibarren für den Lötvorgang durch Mittelleiste
- Gute Bearbeitbarkeit des Grundwerkstoffes
- Werkstoff der Mittelleiste darf nicht mit Blei verlöten
- Bleibadhöhe 15 mm

- Ertragbare thermische Beanspruchungen, kein plastischer Verzug
- Ertragbare Lastwechselzahl 50.000 pro Jahr bei der Fertigung von Batterien der Vierer-Serie (ca. 25 Lastwechsel/Std. bei einem 12 Stunden Zyklus pro Tag)
Arbeitszyklus : 10 s Aufheizen, 90 s Pause
- Nutzung des bestehenden Bauraumes ohne Umkonstruktion andere Elemente
(Abstandsmaß Oberkante Mittelschiene zu Unterkante des Brenners 60 mm; Abstandsmaß zwischen zwei Brennern 18 mm)
- Praxisnahe und schnell realisierbare Lösung
- Einfache Fertigung
- Kostenbewußte Gestaltung

3.2 Funktionsanalyse der Mittelleiste

Die Mittelleiste ist ein multifunktionales Bauteil. Ihre Gesamtfunktion läßt sich in eine Hauptfunktion, die des Abdichtens des Bleinestes gegen die Kammleisten und die Polplattenfahnen und die Nebenfunktionen, Bleiaufnahme für den Vorgang des Polbrückengießens und Führung der Kammleisten, untergliedern.

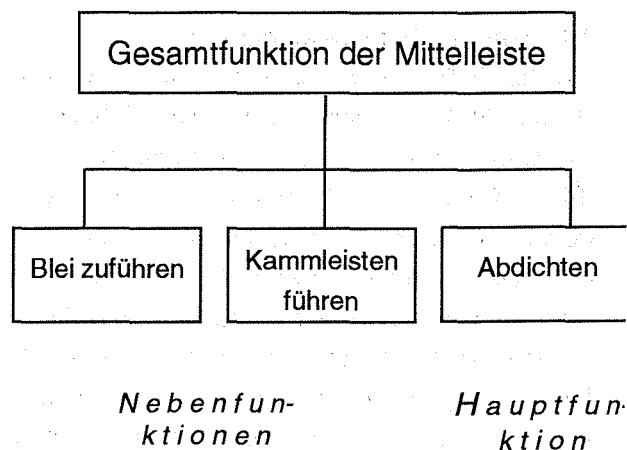


Bild 3.1 Funktionen der Mittelleiste

3.3 Lösungsfindung

3.3.1 Brainstorming

Zur Erarbeitung von Lösungsmöglichkeiten wurde ein Brainstorming durchgeführt. Dabei wurden alle Vorschläge ohne Einschränkungen auf deren Durchführbarkeit gesammelt und aufgelistet. Die so gefundenen Lösungsmöglichkeiten dienen als Ansatzpunkte für die Neugestaltung der Mittelleiste.

3.3.2 Auswahl und Verbesserung der Lösungskonzepts

Das anzustrebende Lösungskonzept basiert auf den im Brainstorming gefundenen Lösungsmöglichkeiten und der Umgehung der in der bestehenden Konstruktion erkannten Schwachstellen. Eine Grobbewertung der gefundenen Lösungsansätze unter Verwendung von Bewertungskriterien aus der Anforderungsliste wurde in Anlehnung an die VDI-Richtlinie 2225 durchgeführt. Die einzelnen Punkte erhielten eine Gewichtung von 0 (unbefriedigend) bis 4 (ideal).

Lösungsansätze	Gewichtung	Vorschläge aus dem Brainstorming										
		1: Zusatzabstützung	2: Trennung der Funktionen	3: Werkstoffwahl	4: Verwendung zweier Mittelleisten	5: Bearbeiten der Mittelsteile	6: Zwei kurze Leisten statt einer	7: Beharrungszustand, krumm fertigen	8: Temperatursymmetrische Konstruktion	9: Verändern der Mittelleiste		
		Kriterien										
		Integration in bestehenden Brückenschweißstand	1	1	4	4	0	2	1	4	4	0
		Abdichtung des Bleinestes	1	2	4	3	1	3	2	4	4	3
		Bearbeitbarkeit des Grundwerkstoffes	0,5	2	2	2	2	2	2	2	2	2
		Ertragbare thermische Beanspruchungen	1	0	4	3	3	4	3	3	4	3
		Geringe Verformung	1	1	3	3	2	3	2	3	4	2
		Nutzung des bestehenden Bauraumes	0,5	1	4	4	3	3	2	4	4	2
		Fertigungsaufwand	1	2	3	3	1	1	1	1	3	1
Summe		8	21	19	10	16	11	18	22	11		

3.4 Konstruktionsbeschreibung

Die Verwirklichung der Hauptfunktion der Mittelste das "Abdichten gegen die Polplattenfahnen und die Kammleisten" wird von den Nebenfunktionen "Blei zuführen" und "Kammleisten führen" abgetrennt und durch getrennte Funktionsträger realisiert. Die Abdichtung der Mittelste gegen die Kammleisten erfolgt durch stumpfes Gegenfahren. Somit kann die Dichtwirkung auch bei Verzug der Mittelste gewährleistet werden. Bei der Gestaltung des durch ein Rechteckprofil gebildeten Grundträgers wurde einer symmetrischen Temperaturverteilung Rechnung getragen. Auf Kühlkanäle wird verzichtet, da so infolge der größeren zu Verfügung stehenden Querschnitte die bessere Wärmeleitung einen schnelleren Temperaturengleich bewirkt. Das Verspannen kalter Zonen mit hohem Trägheitsmoment gegen heiße Querschnittszonen mit niedrigem Trägheitsmoment wird somit vermieden. Als Schutz gegen eine unmäßige Temperaturbeanspruchung während des Arbeitszyklusses wird an der Oberseite des Grundträgers ein Zuführungsblech für die abzuschmelzenden Bleibarren ange-

ordnet. Die horizontale Wärmeeinbringung in die Mittelste erfolgt über den direkten Kontakt zu dem flüssigen Blei. Durch den beidseitigen Kontakt kann sich nur eine Durchbiegung in der Vertikalen einstellen, die durch eine mittige Anordnung der Kontaktzone Blei/Mittelste unterbunden werden kann. Die Abkopplung der Nebenfunktion "Blei zuführen" wird durch das angesprochene von dem Grundprofil getrennte Zuführungsblech realisiert. Die mechanische und thermische Kopplung des Zuführungsblechs mit dem Grundträger wird durch loses Auflegen des Zuführungsbleches auf Wolframstifte vermieden. Die Nebenfunktion "Kammleisten führen" wird nur noch über die äußeren Führungen der Kammleisten im Schlitten vorgenommen. Auf ein Eingreifen der Kämme in die Mittelste wird verzichtet. Dehnungsbehinderungen durch die Kämme und Doppelpassung mit der Führung der Mittelste in den federbelasteten Bolzen werden so vermieden. Die Unterseite der Mittelste wird fertigungstechnisch günstig in einer Ebene ausgeführt.

4. Zusammenfassung

Durch eine beanspruchungsgerechte Konstruktion, welche hier im engen Zusammenhang mit einer Funktionstrennung in Haupt- und Nebenfunktionen des betreffenden Bauteils zu sehen ist, konnten nicht nur bestehende Mängel beseitigt werden zusätzlich wurde die Geometrie gegenüber der früheren Konstruktion erheblich vereinfacht. Damit konnte eine sowohl fertigungs- wie auch kostengünstige Lösung realisiert werden.

Literatur

- /1/ Dietz, P.:
Vorlesung Konstruktionslehre I - III
Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal
1993
- /2/ Göldner/Holzweilig:
Leitfaden der Technischen Mechanik
VEB Fachbuch Verlag Leipzig
- /3/ Pahl, G./Beitz, W.:
Konstruktionslehre
Springer Verlag Berlin, Heidelberg, New York
1977
- /4/ Hell, F.:
Grundlagen der Wärmeübertragung
VDI-Verlag GmbH Düsseldorf

Zahnwellenverbindungen – Beanspruchungs- und Verschleißverhalten

Dietz, P.; Schäfer, G.; Wesolowski, K.

Für die Drehmomentenübertragung bei gleichzeitiger axialer Verschieblichkeit von Welle und Nabe werden häufig Zahnwellenverbindungen mit Profilen nach DIN 5480 eingesetzt, die aufgrund der im Einsatz befindlichen Vielzahl von Formelementen (Zahnpaaren) hohe Drehmomente bei geringen Nabenaußendurchmessern übertragen können. Spanende und spanlose Herstellungsverfahren erschließen insbesondere im Bereich der Herstellung in großen Stückzahlen kostengünstige Anwendungen.

Die Auslegung von Zahnwellenverbindungen hängt außer von den Betriebsbedingungen von einer Reihe geometrischer Kenngrößen und von dem Verformungsverhalten der Paarung ab. Eines der größten Probleme ist dabei die Toleranz der Verzahnungsgeometrie und die sich daraus ergebenden Folgerungen für Übertragungsfähigkeit und Betriebsverhalten. Der Grund dafür liegt in der Teilungsgesamtabweichung, die bei Zahnwellenverbindungen das wichtigste Kriterium für die Fügbarkeit und die Lastverteilung über dem Umfang ist.

1 Schäden an Zahnwellenverbindungen

Lebensdauer und Tragfähigkeit von Zahnwellenverbindungen werden durch zwei grundsätzlich verschiedene Vorgänge beeinflusst: Einerseits wird durch das verschleißbedingte Abtragen von Bereichen der Zahnflanken und die damit einhergehende Spiel- und Exzentrizitätsvergrößerung der Formschluß "aufgebraucht", andererseits führen dynamische Beanspruchungen unter dem Einfluß geometriebedingter Kerben zum Dauerbruch. Die Abhängigkeiten der Ausfälle untersuchter Verbindungen führen zu folgenden Schlüssen:

- Die Anrisse von Gewalt- und Dauerbrüchen gehen meist von einer Kerbe im Zahnfuß am Rand oder von einem Ort in unmittelbarer Nähe des Randes innerhalb der Verbindung aus /1/, **Bild 1.1**
- Das Verformungsverhalten von Welle und Nabe und insbesondere der Steifigkeitssprung am

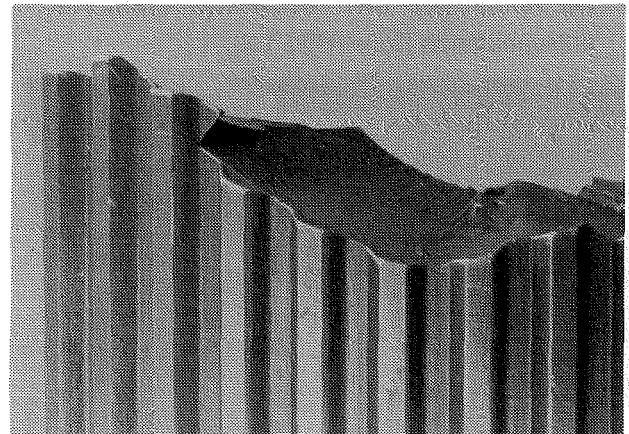


Bild 1.1 Gewaltbruch einer Zahnwellenverbindung

Verbindungsende bewirken eine ungleichförmige Beanspruchungsverteilung über der Verbindungslänge mit einer Lastüberhöhung am Verbindungsanfang /2/. Die sich dabei überlagernden Wirkungen der Belastungsspitze an der Lasteinleitungsstelle und der durch die Verzahnungsgeometrie bedingten Kerbwirkungen am Zahnfuß von Welle und Nabe bedingen einen komplizierten dreiachsigen Spannungszustand, der den Dauerbruch fördern kann /3,4/.

- Die Untersuchungen nach /1/ zeigen, daß die Lastaufteilung auf die einzelnen Zahnpaare einer Verbindung stark von Spiel und Qualität der Verbindung abhängen. Die Summenteilungsabweichungen sind demnach maßgebend für die Zahl und die Belastung der tragenden Zahnpaare, ferner für das Verformungsverhalten der Verbindung
- Die Belastungszusammensetzung aus Drehmoment und Querkraft hat einen entscheidenden Einfluß auf die Lastverteilung über dem Umfang der Verbindung und die Relativbewegungen zwischen Welle und Nabe /1/. Diese Belastungskombination prägt daher entscheidend die Lastaufteilung auf die einzelnen Zahnpaare, die Relativbewegungen bei dynamischen Belastungen und damit das Verschleißverhalten der Verbindung /5,6/.
- Zahnwellenverbindungen unter Relativbewegungen stellen tribologische Systeme dar, bei

denen alle wichtigen Verschleißmechanismen - Adhäsion, Abrasion, Oberflächenzerrüttung und Tribooxidation - vorhanden sind /5/. Neben den Oberflächenreaktionen im Kontaktbereich spielt der Abtransport der Verschleißprodukte eine entscheidende Rolle (**Bild 1.2**).



Bild 1.2 Verschleiß an einer überwiegend durch Drehmoment beanspruchten Zahnwellenverbindung

2 Betriebszustände

Unter Last treten charakteristische Betriebszustände auf, die durch das Verhältnis von Drehmoment und Querkraft gekennzeichnet sind. Huber, wiedergegeben in /1/, führt dafür als Kenngröße den ideellen Radius $R_i = T/Q$ ein. Diese Größe gibt an, an welchem Hebelarm die Querkraft Q angreifen mußte, um das Drehmoment T zu erzeugen, **Bild 2.1**.

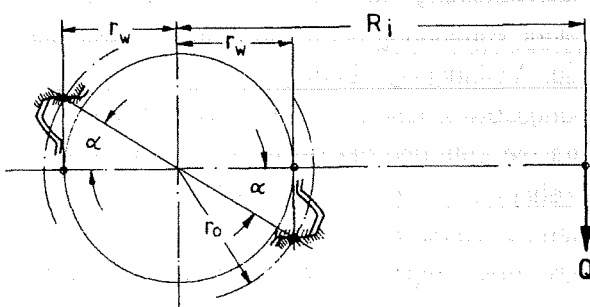


Bild 2.1 Kräftegleichgewicht an einer starren Zahnwellenverbindung, DIN 5480

Damit ergeben sich in Abhängigkeit von dem Verhältnis des ideellen Radius R_i zum Wirkradius r_w (Abstand der jeweiligen Flankenkraft zur Achse der Verbindung) unterschiedliche Betriebszustände:

a. Reine Drehmomentbelastung: Alle Zahnflanken werden gleichmäßig und rein statisch belastet (**Bild 2.2**)

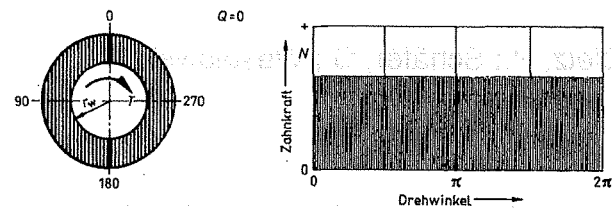


Bild 2.2 Lastaufteilung und Lastfunktion für reine Drehmomentbelastung; $R_i / r_w = \infty$

b. Überwiegende Drehmomentbelastung: Der statischen Mittellast durch das Drehmoment ist eine Wechsellast, hervorgerufen durch die Querkraft, überlagert, die Größe der Amplitude ist eine Funktion der Querkraftgröße (**Bild 2.3**).

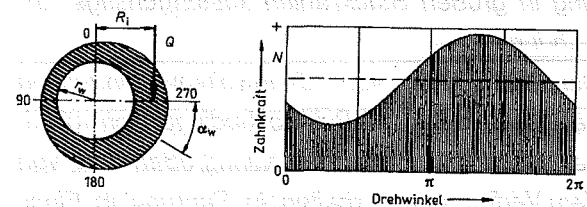


Bild 2.3 Lastaufteilung und Lastfunktion für Mischbelastung; $R_i / r_w > 1$

c. Überwiegende Querkraftbelastung: Da beim Umkippen auf die Zahnrückflanken das Spiel durchfahren werden muß, sinkt die Flanken-normalkraft bereichsweise auf Null, Welle und Nabe laufen exzentrisch (**Bild 2.4**). Dieser Betriebszustand gefährdet die Verbindung durch hohe Lastwechsel und Verschleiß.

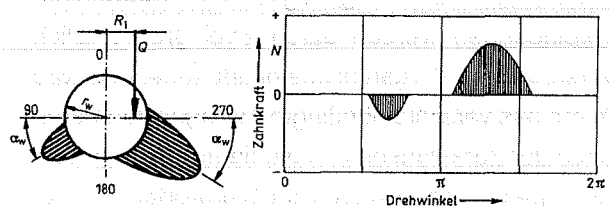


Bild 2.4 Lastaufteilung und Lastfunktion für Mischbelastung; $R_i / r_w < 1$, spielbehaftet

Eine mathematische Formulierung der Last- und Verformungsverhältnisse in den einzelnen Betriebszuständen und damit eine Bestimmung der einzelnen Zahnkräfte bei Annahme von Spiel- und Fehlerfreiheit der Verzahnung ist möglich /1,2/. Für die Beurteilung des Beanspruchungs- und Verschleißverhaltens interessiert dabei besonders der Zustand, bei dem ein Rutschen der Flanken gerade

einsetzt. Geht man davon aus, daß nur die Zahnflanken in Drehmomentrichtung tragen, so ergibt sich aus den Gleichgewichtsbedingungen nach **Bild 2.5** die einer aufgetragenen Querkraft entgegenstehende Reaktionskraft:

$$R_x = \mu \cdot F_r \cdot \frac{1}{\cos \alpha} \cdot \sum_{j=1}^z |\cos(\alpha_{Fj} - \alpha)| = Q$$

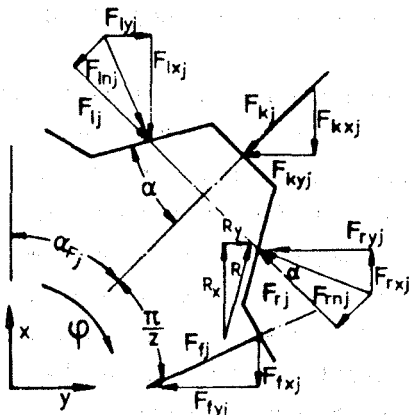


Bild 2.5 Komponenten der Zahnkräfte mit Reibung

Hieraus erhält man eine Beziehung zur Bestimmung eines Grenzwertes für den ideellen Radius $R_{i, \text{grenz}}$, für den die Reibungskräfte eine exzentrische Auslenkung von Welle und Nabe gerade verhindern.

$$R_{i, \text{gr}} = \frac{r_w \cdot \cos \alpha}{\mu} \cdot \frac{z}{\sum_{j=1}^z \cos(\alpha_{Fj} - \alpha)}$$

Oberhalb dieses ideellen Grenzradius findet bei idealen Verzahnungen keine Bewegung zwischen Wellen- und Nabenzahnflanke mehr statt.

Unter Einsetzen der Werte für Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 gilt überschlägig bei Zähnezahlen über $z=10$ nach [6/

$$R_{i, \text{grenz}} = r_w \cdot \cos \alpha \cdot 1,58 / \mu$$

3 Berechnung der Flankenbelastung bei spiel- und fehlerbehafteter Verzahnung

Die oben entwickelten Zusammenhänge zur Berechnung der Zahnlasten genügen für die Beurteilung realer Zahnwellenverbindungen nicht. Da sowohl Spiel wie auch Teilungsabweichungen in der Größenordnung der sich unter Last einstellenden Zahnverformungen liegen, ist die ungleichmäßige Lastverteilung auf die einzelnen Zahnpaare im wesentlichen eine Funktion der Teilungsabwei-

chungen und des Spiels, die von den Herstellungsbedingungen bestimmt werden, [1/.

Zur praktischen Berechnung von Zahnwellenverbindungen in DIN 5466E wird ein halbempirisches Verfahren vorgeschlagen, das den Einfluß von Spiel, Verzahnungsfehlern, Betriebszustand und Lasteinleitung über der Verbindungslänge durch einfach zu handhabende Faktoren berücksichtigt. Durch die Wechselwirkung von Drehmoment- und Querkraftbelastung auf die Lastverteilung einer Verbindung muß zur Berechnung der maximalen Flankenkraft F_{max} zwischen verschiedenen Betriebszuständen unterschieden werden. Zur rechnerische Erfassung der realen Lastverteilung über dem Umfang wird ein Korrekturfaktor k_R und für den Einfluß der Lastverteilung über der Verbindungslänge der Faktor k_L eingeführt.

In Abhängigkeit des Verhältnisses $R_i = T/Q$ kann die maximale Flankennormalkraft F_{max} aus drei Betriebszuständen berechnet werden:

Betriebszustand I: $R_i / r_w < 1$: Überwiegende Querkraftbelastung

$$F_{\text{max}} = \left[\frac{T}{r_w} \cdot k_L + (1 - G) \cdot \frac{Q}{f_G} \right] \cdot \frac{1}{z} \cdot k_R$$

Betriebszustand II: $R_{i, \text{grenz}} > R_i > r_w$: Überwiegende Drehmomentbelastung, Relativbewegungen unter Reibung

$$F_{\text{max}} = \left[\frac{T}{r_w} \cdot k_L + (1 - \mu) \cdot \frac{Q}{f_G} \right] \cdot \frac{1}{z} \cdot k_R$$

Betriebszustand III: $R_i > R_{i, \text{grenz}}$: Überwiegende oder ausschließliche Drehmomentbelastung, keine Relativbewegungen

$$F_{\text{max}} = \frac{T}{r_w \cdot z} \cdot k_L \cdot k_R$$

Der Reibkraft-Aufteilungsfaktor G steht für den Anteil der Flankenreibräfte an der Querkraftübertragung in der Verbindung. Eine Reihe von numerischen Untersuchungen über den gesamten Bereich genormter Zahnwellenverbindungen nach DIN 5480 ergibt die halbempirischen Gleichung:

$$G = 0,46 \cdot \mu \cdot (1 + 0,36 \cdot R_i / r_w)$$

$$f_G = 0,63$$

Die maximale Flankenpressung wird berechnet

mit:
$$p_{\max} = \frac{F_{\max} \cdot \cos \alpha_w}{L \cdot h_w}$$

Dabei ist L die Länge der Verbindung, h_w die wirk-same Zahnhöhe in Radialrichtung (= Differenz der Kopfkreisradien von Welle und Nabe) und α_w der wirksame Flankenwinkel (bei DIN 5480 $\alpha_w \approx \alpha$).

3.1 Lastaufteilung über dem Umfang der Verbindung. Berechnungsfaktor k_R

Der Einfluß der Lastaufteilung über dem Verbind-ungsumfang kann nach heutigem Kenntnisstand durch eine Formel berücksichtigt werden, die für alle drei Betriebszustände gültig ist [7]:

$$k_R = 1 + \left[\frac{a \cdot Q}{Q_{\text{Bez}}} \cdot \left(1 + \frac{b \cdot j_{\text{tm}}}{p} \right) \right] + \left(\frac{c \cdot F_p}{p} \cdot \frac{1}{1 + \frac{d \cdot T}{T_{\text{Bez}}}} \right)$$

Die Konstanten a, b, c und d geben die Größe des Einflusses der Querkraft (a), des Verdrehflanken-spiels (b), der Teilungsgesamtabweichung (c) und des Drehmoments (d) an. Um die Gleichung di-mensionslos zu machen werden drei Bezugsgrö-ßen eingeführt:

Bei der Bezugsquerkraft $Q_{\text{Bez}} = T / r_w$ sind gerade die resultierenden Flankenbelastungen aus Quer-kraft und Drehmoment im Gleichgewicht. Dies ent-spricht dem Betriebszustand $R_i / r_w = 1$. Über das Bezugsdrehmoment $T_{\text{Bez}} = E \cdot z \cdot h_w \cdot L \cdot r_w$ fließen die elastischen Eigenschaften der Verbindung zum Ausgleich von Verzahnungsabweichungen in die Berechnung ein. Die Teilung p dient als Referenz für das Verdrehflankenspiel j_{tm} und die Teilungs-gesamtabweichung F_p .

Zur Zeit laufen umfangreiche numerische und ex-perimentelle Untersuchungen auf statistischer Ba-sis zur Bestimmung der Einflußfaktoren a, b, c und d . Die bisherigen Ergebnisse und ihre Koinzidenz mit Erfahrungen aus Schadensfällen rechtfertigen den Aufbau der Abschätzungsgleichung nach der obigen Form. Verbunden mit diesen Untersuchen-gen ist die Frage nach einer Überarbeitung des To-leranzwerkes DIN 5480 Teil 14 bis 16 bzw. ISO 14, das nach vorliegenden Erkenntnissen nicht den Er-fordernissen der hier vorliegenden Steckverzäh-nungen entspricht.

3.2 Räumliche Untersuchungen zur Flächen-pressung, Berechnungsfaktor k_L

Aufgrund des von den Verformungen in Welle und Nabe abhängigen Lasteinleitungsvorganges in Zahnwellenverbindungen kommt es zu einer un-gleichmäßigen Verteilung der Flankenbelastung über der Zahnlänge, die nach [1, 2] durch einen me-chanischen Modellansatz abgeschätzt werden kann:

Anhand eines federnd eingespannten, belasteten Balkenmodells des Zahns können die Verformun-gen der Zähne, die Verdrehungen der Wellen- und Nabenkörper und die Flankenbelastung miteinan-der in Beziehung gesetzt werden. Werden die Bal-kenmodelle einer in Kontakt stehenden Zahnpaar-ung durch eine entsprechende Kompatibilitätsbe-dingung (Nichtdurchdringen der Zahnflanken unter Last) verknüpft, so kann die Lösung der Differenti-algleichungen über Iterationsverfahren mit Über-tragungsmatrizen unter anderem den Verlauf der Flächenpressung über der Verbindungslänge in Abhängigkeit der Verbindungskennwerte Werk-stoff, Modul, Länge, Nabenaußendurchmesser, Einspannung der Nabe und Belastung angeben.

Bild 3.1 zeigt beispielsweise den auf eine mittlere Flankenlast normierten Verlauf der Flankenbe-lastung von drei nur in der Länge unterschiedlichen Zahnwellenverbindungen unter reiner Dreh-momentbelastung. Beim Vergleich der Kurvenver-läufe wird erkennbar, daß die maximale Lastüber-höhung am Verbindungsanfang mit zunehmender Verbindungslänge ansteigt. Kurze Verbindungen besitzen demnach eine gleichmäßigere Lastvertei-lung über der Verbindungslänge als lange.

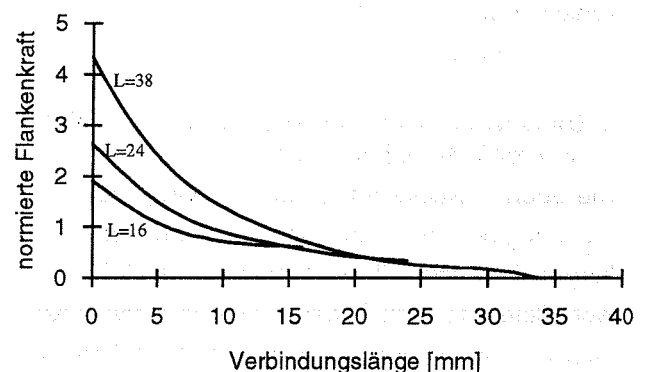


Bild 3.1 Verlauf der normierten Flankenlast über der Verbindungslänge, Belastung durch reines Drehmoment, DIN 5480 45x2x21

Durch eine Vielzahl von Parameterrechnungen konnten allgemeingültige Abhängigkeiten für die Lastüberhöhung am Verbindungsanfang ermittelt werden. Dabei ergibt sich ein für alle Verbindungsgeometrien charakteristischer Grenzwert des Verbindungsängen/Bezugsdurchmesserhältnisses von $(L/d_B) = 0,5$. Bei Verbindungen länger als $L = 0,5 \cdot d_B$ kann der Maximalwert der Flankenbelastung bei konstantem Drehmoment durch eine Verlängerung der Verzahnungslänge nicht weiter gesenkt werden. Dies bedeutet bei Einhaltung einer maximalen Flankenlast als Grenzkriterium, daß eine Steigerung der Verbindungslänge über $L = 0,5 \cdot d_B$ keine Steigerung des maximal übertragbaren Drehmoments zuläßt.

Die Zusammenfassung der Ergebnisse parametrischer Berechnungen /2/ führt zu einem Lastaufteilungsfaktor, mit dem die maximale Flankenpressung einer idealen Verzahnung mit gleichen Elastizitätsmoduln von Welle und Nabe unter reiner Drehmomentenbeanspruchung berechnet werden kann:

$$k_{L0,5} = 1,2 + \frac{1}{15} \cdot \left(\frac{d_B}{m} \right)$$

Der Zahlenwert $k_{L0,5}$ beschreibt die maximale Lastüberhöhung am Verbindungsanfang in Abhängigkeit von Modul m und Bezugsdurchmesser d_B für das optimale Länge/Bezugsdurchmesserhältnis $(L/d_B) = 0,5$.

Für beliebige Verbindungslängen kann die maximale Pressungsüberhöhung am Verbindungsanfang durch den Faktor k_L bestimmt werden:

$$k_L = 2 \cdot k_{L0,5} \quad \text{für } L > 0,5 \cdot d_B$$

$$k_L = 1 + (2 \cdot k_{L0,5} - 4) \cdot \left(\frac{L}{d_B} \right) + 4 \cdot \left(\frac{L}{d_B} \right)^2 \quad \text{für } L < 0,5 \cdot d_B$$

Der Lastüberhöhungsfaktor über der Verbindungslänge gilt für Nabenaußendurchmesser d_N , die größer als der dreifache Bezugsdurchmesser sind. Die Steifigkeit einer Nabe mit $d_N = 3 \cdot d_B$ ist nach /2/ im Vergleich zur Wellen- und Zahnsteifigkeit so groß, daß eine Variation der Nabeneinspannstelle oder eine Vergrößerung des Nabenaußendurchmessers keine Auswirkungen auf den Längenfaktor k_L zeigen. Für dünnwandige Naben, deren technische Grenze bei $d_N \approx 1,2 \cdot d_B$ liegt, kann der Faktor k_L je nach Einspannstelle und Verbindungslänge im

Extremfall um bis zu 25% zu große Werte liefern.

4 Ermittlung der Zahnfußspannungen

Die maximale Zahnfußspannung einer drehmomentbelasteten Zahnwellenverbindung entsteht aus der Überlagerung von Torsions- und ebener Zahnfußspannung, die durch den Steifigkeitsprung am Verbindungsrand zusätzlich erhöht wird. Überlegungen zur maximalen Beanspruchung infolge Torsion außerhalb des Verbindungsbereichs sind in /1/ aufgeführt. Im folgenden werden die Ergebnisse von Untersuchungen zur Darstellung des Anteils einer "ebenen Zahnfußspannung" (dünne Zahnscheibe) nach /3/ dargestellt. Derzeit laufende Untersuchungen zur Überlagerung der Spannungsanteile zu einem dreidimensionalen Spannungszustand und seiner Beurteilung durch Dauerversuche /4/ sind noch nicht abgeschlossen.

Die Belastung der Zähne durch die Flankenpressung führt im Gegensatz zur Laufverzahnung, bei der die Last über einen Linienkontakt auf der Zahnflanke eingeleitet wird, zu einer Belastung über eine Fläche, die durch die Zahnkopfkreise von Welle und Nabe begrenzt wird. Die Pressungsverteilung über der Zahnhöhe wird durch einen von der Profilverschiebung abhängigen, parabolischen Verlauf gekennzeichnet, Bild 4.1.

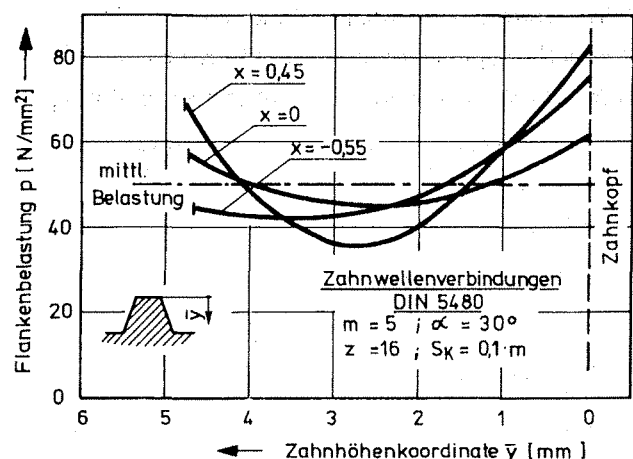


Bild 4.1 Abhängigkeit der Lastverteilung über der Zahnhöhe von der Profilverschiebung

Dieses Tragverhalten der idealen, fehlerfreien Verzahnung wird mit "Normalträger" bezeichnet. Daneben kann es bei realen Verzahnungen durch Flankenformfehler zu einer Verschiebung der Bela-

stungsverteilung über der Zahnhöhe kommen, die z.B. mit "Kopfräger" oder "Fußträger" bezeichnet werden.

Zur Ermittlung der Spannungsüberhöhung im Zahnfuß unter Berücksichtigung des Tragverhaltens wurden mit der Methode der Finiten Elemente und der ebenen Spannungsoptik Scheibenmodelle von Zahnwellen untersucht. Unabhängig von Tragverhalten und Profilverschiebung ergeben sich auf der belasteten Zahnseite im Zahnfußbereich Zug-, auf der entlasteten Druckspannungen. **Bild 4.2** zeigt die Spannungsverteilung im Wellenzahn eines Normalträgers nach Hauptspannungen getrennt – deutlich wird die Kerbwirkung im Bereich der Fußausrundung.

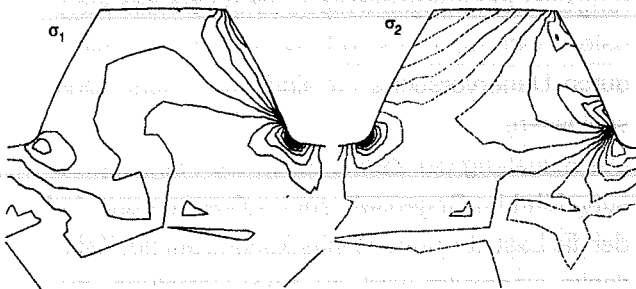


Bild 4.2 Verlauf der Hauptspannungen im Wellenzahn eines Normalträgers, DIN 5480 45x2x21

Den Einfluß der Tragverhaltens auf die Spannungen im Wellenzahn zeigt **Bild 4.3**, in dem der qualitative Spannungsverlauf entlang der Zahn-Randkontur für Kopf-, Normal- und Fußträger dargestellt wird. Der Maximalwert der Spannungsüberhöhung

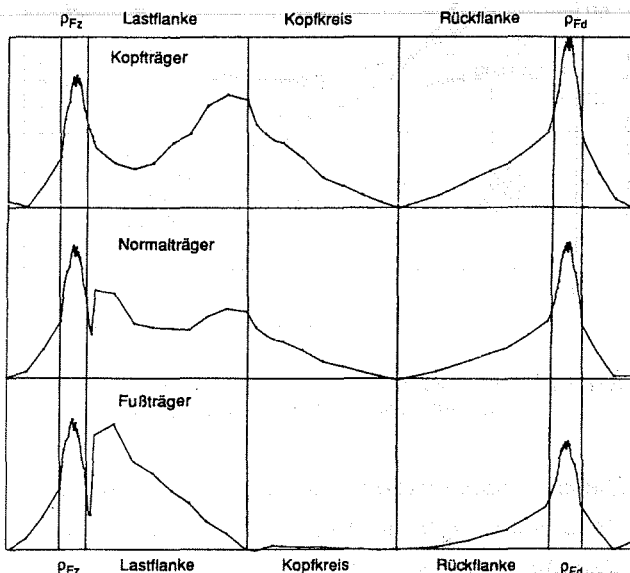


Bild 4.3 Vergleichsspannung (nach v. Mises) entlang der Randkontur in Abhängigkeit der Tragart

im Zahnfußbereich ist auf der belasteten Flanken- seite (p_{Fz}) praktisch unabhängig vom Tragverhalten. In der Zahnfußausrundung auf der lastfreien Flankenseite (p_{Dz}) steigt die Spannung mit zunehmendem Angriffsradius der resultierenden Flankenkraft.

Eine Zusammenfassung der rechnerischen und experimentellen Ergebnisse führt zu einem ingenieurmäßigen Ansatz zur Berechnung der maximalen Zahnfußspannung σ_F einer dünnen Scheibe in Abhängigkeit des Verhältnisses Zahnfußausrundungsradius zu Modul (p/m), **Bild 4.4**.

$$\sigma_F = \alpha_F \cdot Y_F \cdot p_{\max}$$

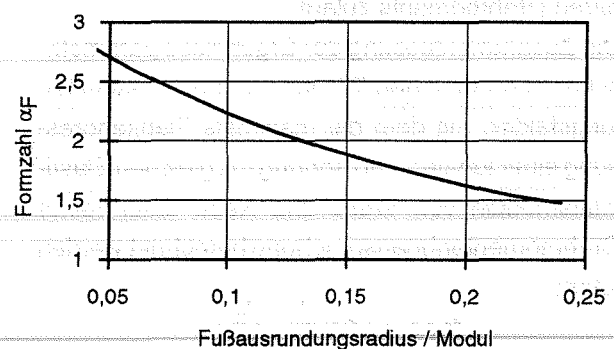


Bild 4.4 Formzahl α_F in Abhängigkeit von (p/m)

Der Zahnfußfaktor $Y_F = 1,0 \dots 1,2$ berücksichtigt den Einfluß des Tragverhaltens und der Zahnseite (**Bild 4.3**). Bei dieser Berechnungsart wird der Einfluß der Lastverteilung über dem Umfang k_R und der Verbindungslänge k_L überbewertet, da die Spannungsspitze im Zahnfußbereich, die durch den Pressungspeak auf der Zahnflanke entsteht, aufgrund der "mitragenden Zahnbreiten" links und rechts des Peaks abgeschwächt wird. Der durch die Überlagerung der Torsionskomponente sich einstellende dreidimensionale Spannungszustand am Rand der Verbindung wird zur Zeit untersucht /4/.

5 Verschleißverhalten von Zahnwellenverbindungen

Die meisten Schadensfälle an flankenzentrierten Zahnwellenverbindungen sind auf Verschleiß zurückzuführen. Aufgrund der in Abschnitt 1 bis 3 dargestellten Zusammenhänge zu den Betriebszuständen und Lastaufteilungen wird klar, daß ein

kompliziertes Tribosystem vorliegt, das von den Belastungen und konstruktiven Gegebenheiten ebenso abhängt wie von den Eigenschaften der in Kontakt befindlichen Oberflächen und den Schmierbedingungen. Dabei erfolgt der Verschleiß in Abhängigkeit von der Reibdauer prinzipiell in drei Stadien gemäß **Bild 5.1** (Kurve B): Einem zeitlich verschwindend kleinen Einlaufprozeß ("Einläppen") folgt ein Stadium mit annähernd konstanter Verschleißrate. Die dritte Phase mit stark zerstörender Wirkung ist durch Oberflächenzerrüttung infolge Ermüdung gekennzeichnet. Verschleißversuche in Verspannungsprüfständen, in denen durch die Aufgabe von Querkraften in die Verbindung die unterschiedlichen Betriebszustände verwirklicht werden konnten, ergaben, daß nicht immer alle drei Phasen durchlaufen werden (Kurven A und C in Bild 5.1).

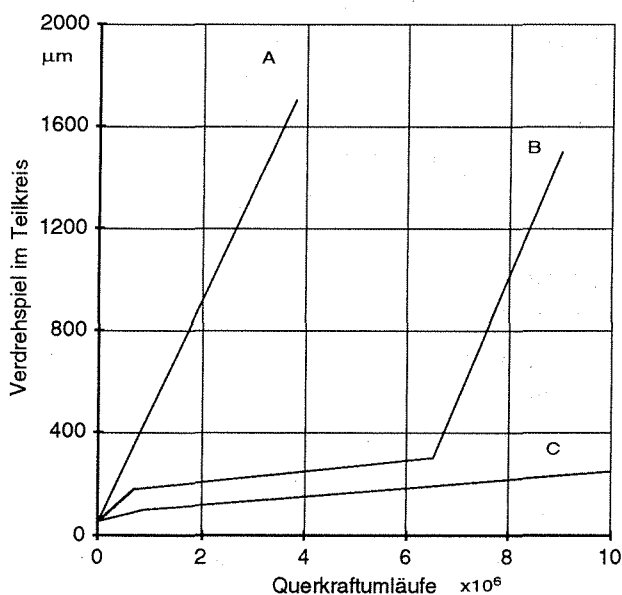


Bild 5.1 Prinzipieller Verschleißverlauf

Die durchgeführten Verschleißversuche zeigen eindeutig, daß neben den üblichen tribologischen Parametern die Art des Betriebszustandes eine überragende Rolle spielt (**Bild 5.2**). Verbindungen mit überwiegender Querkraft ($R_i/r_w < 1$) laufen mit größeren spezifischen Flankenbeanspruchungen und Verschleißwegen und sind daher wesentlich gefährdeter als Verbindungen mit überwiegender Drehmomentbelastung. Nur Verbindungen mit $R_i > R_{i,grenz}$ erreichten bei den Versuchen die Endverschleißphase nicht.

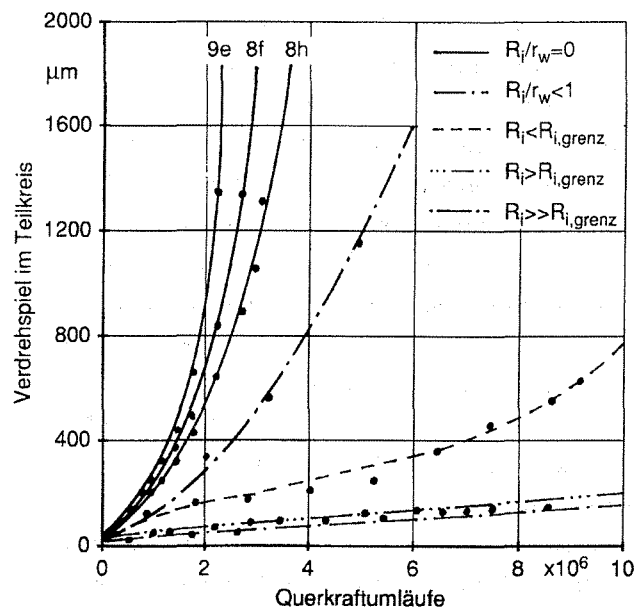


Bild 5.2 Verschleißverhalten bei unterschiedlichen Betriebszuständen und Verzahnungsqualitäten. Verbindung DIN 5480 50x2x24 8f/9H, gleiche rechnerische Flankenbelastung

Bild 5.2 macht auch deutlich, daß gegenüber dem Betriebszustand die Verzahnungsqualität eine untergeordnete Rolle spielt (Variation bei $R_i/r_w = 0$). Bei etwa gleichen Verzahnungsspielen bewirkt der Einlaufverschleiß offensichtlich einen Ausgleich der Teilungsfehler.

Der Einfluß unterschiedlicher Schmierung ist in **Bild 5.3** zu erkennen: Fettschmierung hat grundsätzlich keine positive Wirkung, wenn sie als Lebensdauerschmierung angelegt ist. Im Bereich mittlerer Drehmomente bewirkt sie sogar eine Ver-

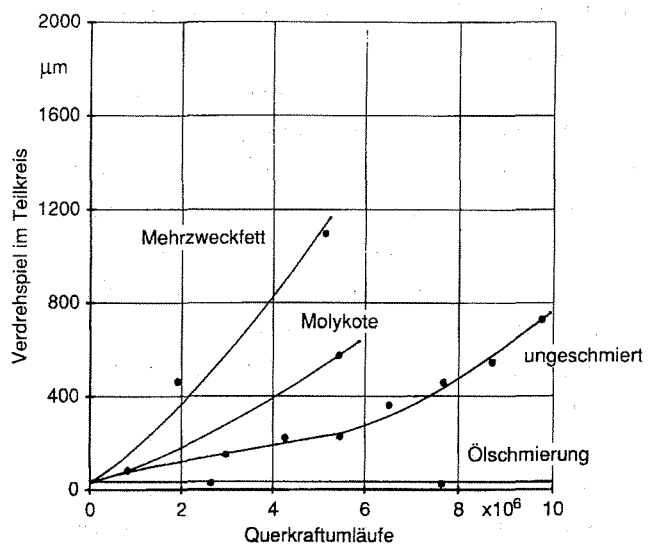


Bild 5.3 Verschleißverhalten von Verbindungen mit unterschiedlicher Schmierung. Verbindungen DIN 5480 50x2x24 und 45x2x21, $R_i=100$, gleiche rechnerische Flankenbelastung

kürzung der Lebensdauer, weil der Schmierstoff die Verschleißpartikel festhält und somit zu einer Schmirgelwirkung führt. Durch häufiges Nachschmieren läßt sich die Lebensdauer verbessern. Auch die Schmierung mit MoS₂-Fetten ergab gegenüber der ungeschmierten Verbindung schlechtere Ergebnisse, Festschmierstoffe sowie Spezialfette scheinen nach neueren Untersuchungen positiver zu wirken. Beträchtliche Verbesserungen können nur durch Schmierung mit Öl bewirkt werden, wobei neben den tribologischen Eigenschaften das Ausspülen der Verschleißprodukte eine wesentliche Rolle spielt.

Das Austragen der Verschleißpartikel aus dem Verbindungsbereich ist auch deshalb besonders wichtig, weil diese sich in der Verbindung "zusammenklumpen" und damit örtlich begrenzte Lastüberhöhungen bewirken, die wiederum der Ausgangspunkt von Dauerbrüchen sein können. Bild 1.2 zeigt eine solche Ansammlung kaltverschweißter Verschleißpartikel.

Gehärtete Verbindungen bewirken bei großen Querkräften und bei Axialbewegungen eine Verbesserung des Verschleißverhaltens. Aufgrund des Härteverzuges wirken sie sich aber ungünstig auf die Lastaufteilung aus, sie sollten daher nachbearbeitet werden. Tritt Verschleiß ein, so bewirkt die Oberflächenhärtung eine Beschleunigung der Endverschleißphase.

6 Zusammenfassung und Konstruktionsregeln

Festigkeits- und Verschleißuntersuchungen an Zahnwellenverbindungen haben gezeigt, daß eine Reihe konstruktions-, fertigungs- und betriebsbedingter Einflüsse das Verhalten dieser Verbindungen entscheidend bestimmen. Hieraus werden Ansätze für eine Berechnungsnorm DIN 5466 abgeleitet, daneben können einige grundlegende Zusammenhänge als Konstruktionsregeln aufbereitet werden:

- Für das Betriebs- und Verschleißverhalten flankenzentrierter Verbindungen spielt die wirkende Querkraft eine maßgebliche Rolle. Bei überwiegender Querkraftbelastung läuft die Verbindung exzentrisch, die äußere Belastung verteilt sich auf wenige Flankenpaare mit entsprechend

hoher Belastung, die größeren Reibwege rufen verstärkten Verschleiß hervor. Bei Lastfällen mit überwiegender Querkraft ist daher eine Gestaltung der Verbindung zu empfehlen, bei der die Querkraft durch andere Funktionsflächen aufgenommen wird (z.B. durchmesserzentrierte Verbindungen).

- Die Wahl der Qualität ist infolge des "Einläppvorgangs" von untergeordneter Bedeutung. Die Passung sollte so eng gewählt werden, daß die Montage noch ungehindert möglich ist – der Anfangsverschleiß bewirkt eine Spielzunahme.
- Aufgrund des Lasteinleitungsvorgangs ergibt sich eine über der Länge der Verbindung ungleichmäßige Belastungsverteilung der Zahnflanken. Bei reiner Drehmomentübertragung stellt eine Verbindung mit dem Verhältnis Länge/Verbindungsdurchmesser (L/d_B) = 0,5 eine optimale Gestaltung dar, eine Verlängerung bewirkt keine Tragfähigkeitssteigerung.
- Die Schmierung der Verbindungen muß dem Tribosystem entsprechen. Fettschmierung ist wegen der verstopfenden Wirkung ohne hinreichende Schmierfristen nicht zu empfehlen.

Literatur

- /1/ Dietz, P.: Die Berechnung von Zahn- und Keilwellenverbindungen. Büttelborn, Juli 1978, Selbstverlag des Verfassers.
- /2/ Villmer, F. J.: Zum Mechanismus der Lastverteilung in Zahnwellenverbindungen. Dissertation TU Clausthal 1984.
- /3/ Kohl, G.: Ein Ansatz zur Berechnung der Zahnfußspannungen an Zahnwellenverbindungen, Dissertation TU Clausthal 1986
- /4/ Dietz, P.; Wesolowski, K.: DFG-Zwischenbericht zum Forschungsvorhaben Zahnwellenfestigkeit, Di 289 /9-1, TU Clausthal 1993
- /5/ Zapf, R.: Betriebs- und Verschleißverhalten flankenzentrierter Zahnwellenverbindungen mit Schiebesitz. Dissertation TU Clausthal 1986
- /6/ Mendel, J.: Das Verschleißverhalten flankenzentrierter Zahnwellenverbindungen mit Schiebesitz. Dissertation TU Clausthal, 1990
- /7/ Dietz, P.; Schäfer, G.: FVA-Forschungsreport. 19./20. November, Bad Soden, 1992

Teilplastische Auslegung der durch Bohrungen geschwächten Welle-Nabe-Preßverbindungen

Tan, L.

Im Vergleich zu den ungeschwächten Welle-Nabe-Preßverbänden haben die durch Bohrungen geschwächten Preßverbände mit gleichen Konstruktionsgrößen und Schrumpfmaß hohe Spannungsspitze σ_{max} am Bohrungsrand und verringerte durchschnittliche Flächenpressung \bar{p} auf der Fügefläche. Im rein elastischen Bereich wird die Übertragungsfähigkeit wesentlich begrenzt. Um die Festigkeit des Werkstoffs besser auszunützen, können unter bestimmten Voraussetzungen elastisch-plastische Beanspruchungen an den Bohrungen zugelassen werden. Dazu wurden Untersuchungen für geschwächte Welle-Nabe-Preßverbindungen im teilplastischen Bereich durchgeführt.

1 Allgemeine Betrachtung zur teilplastischen Auslegung der geschwächten Welle-Nabe-Preßverbände

In DIN 7190 wird die Theorie des ebenen Spannungszustandes für teilplastisch beanspruchte Preßverbände empfohlen. Für die teilplastische Auslegung der geschwächten Welle-Nabe-Preßverbindungen wird angenommen, daß

- Welle und Nabe aus homogenen und isotropen Werkstoffen mit elastisch-plastischem Verhalten bestehen,
- Welle und Nabe im gefügten Zustand gleiche homogene Temperatur aufweisen,
- die durch den Preßsitz zu fügende Welle und Nabe während ihrer gesamten Lebensdauer im gefügten Zustand verbleiben,
- die übrigbleibende elastische Zone in der durch Bohrungen geschwächten Welle oder Nabe groß genug ist und daher ausreichende Stützwirkung von der elastischen Zone vorhanden ist.

In der teilplastisch beanspruchten Welle oder Nabe übt die elastische auf die plastische Zone eine Stützwirkung aus. Dadurch weisen die Verschiebungen und Dehnungen in der plastischen Zone die gleiche Größenordnung auf wie in der elastischen Zone, womit die folgenden Vereinfachungen plausibel sind.

- Die Verzerrungen sind klein und können daher

nach der infinitesimalen Theorie aus den Komponenten des Verschiebungsvektors berechnet werden,

- die Deformationen sind klein, damit kann der Unterschied zwischen verformter und unverformter Geometrie vernachlässigt werden.

Die Untersuchung der teilplastisch beanspruchten geschwächten Preßverbände wird auf die plastische Verformung an den Bohrungen beschränkt. Im übrigen Bereich des geschwächten Teiles und im ungeschwächten Gegenteil herrscht ein rein elastischer Spannungszustand.

Zur Simulation des elastisch-plastischen Verhaltens der Konstruktionswerkstoffe kann ein Näherungsgesetz in die FE-Berechnungen aufgenommen werden. Von grundlegender Bedeutung - auch gegenüber früheren Arbeiten zum elasto-plastischen Verhalten bei Preßverbänden - ist, ob im plastischen Bereich eine Verfestigung des Werkstoffs berücksichtigt werden kann. (Werkstoffe, die im plastischen Bereich entfestigen, scheiden für teilplastisch beanspruchte Preßverbände aus.)

Die Spannungs-Dehnungs-Linie für Konstruktionsstähle ist genügend genau durch das linear verfestigende Verhalten

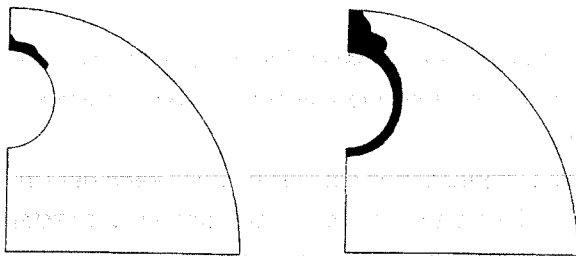
$$\begin{aligned} \sigma &= E \cdot \epsilon & \text{für } -\epsilon_f < \epsilon < \epsilon_f \\ \sigma &= R_e \cdot \text{sgn}(\epsilon) + (\epsilon - \epsilon_f) \cdot E_{pl} & \text{für } |\epsilon| > \epsilon_f \end{aligned} \quad (1)$$

approximiert (Streckgrenze R_e , Dehnung an der Streckgrenze ϵ_f und Verfestigungsersatzmodul $E_{pl} = \Delta\sigma/\Delta\epsilon$ für $|\epsilon| > \epsilon_f$). Der extreme Fall $E_{pl} = 0$ stellt das elastisch-idealplastische Verhalten dar.

2 Fugendruck-Übermaß-Verhältnis im elastischen und teilplastischen Bereich

Am Beispiel einer durch zwei Axialbohrungen geschwächte Welle ohne Montagereibung zeigt **Bild 1** die plastische Zone bei zunehmendem Übermaß. Die plastische Zone entsteht an der am höchsten beanspruchten Stelle des Bohrungsrandes und nimmt mit steigenden Übermaß stetig zu. Schließlich erreicht die plastische Zone die Fügefläche oder die beiden plastischen Zonen an Nachbarbohrungen treffen sich, dadurch ist die dünnste Stelle der Boh-

rungswand zwischen Bohrung und Fügefläche oder zwischen den Nachbarbohrungen plastisch verformt.



a) $\bar{u}/\bar{u}_{\text{egrenz}}=1.1$ b) $\bar{u}/\bar{u}_{\text{egrenz}}=1.4$

Bild 1 Plastische Zonen einer Welle mit 2 Bohrungen ohne Montagereibung
 $r_b/r_f=0.2$ $e/r_f=0.625$ $Q_N=0.5$

Für dieses Beispiel zeigt **Bild 2** den auf die Streckgrenze R_e bezogenen durchschnittlichen Fugendruck \bar{p} in Abhängigkeit vom auf ε_f bezogenen Übermaß \bar{u} . Da das Übermaß $\bar{u}=(r_{fW}-r_{fN})/r_f$ dieselbe Dimension wie die Dehnungen besitzt, wird es durch Bezug auf die Dehnung bei der Streckgrenze ε_f dimensionslos gemacht. Das Bild stellt das typische Fugendruck-Übermaß-Verhalten der durch Bohrungen geschwächten Welle dar.

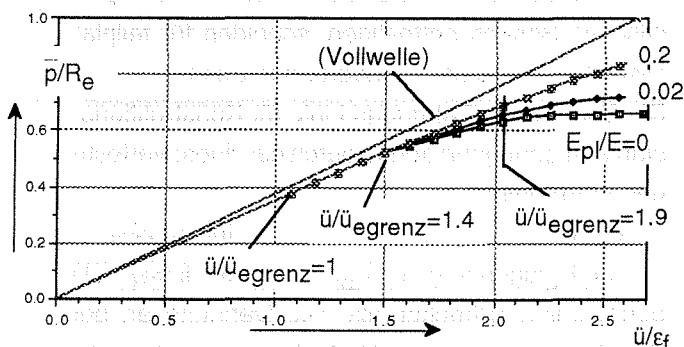


Bild 2 Fugendruck-Übermaß-Verhältnis der Welle mit 2 Bohrungen

Hieraus ist zunächst anschaulich abzuleiten:

- Wenn die maximale Bohrungsrandspannung σ_{vmax} die Streckgrenze R_e erreicht, wird die Welle rein elastisch am stärksten beansprucht. Der durchschnittliche Fugendruck \bar{p} und das Übermaß \bar{u} werden in diesem Fall als elastischer Grenzdruck \bar{p}_{egrenz} und elastisches Grenzübermaß \bar{u}_{egrenz} bezeichnet. Die Formzahl α_k und der Minderungsfaktor der Übertragungsfähigkeit η für elastische Auslegung werden definiert zu:

$$\alpha_k = \sigma_{vmax} / q \quad (3)$$

$$\eta = \bar{p} / q \quad (4)$$

Durch Einsetzen $\sigma_{vmax}=R_e$ und $\bar{p}=\bar{p}_{\text{egrenz}}$ in (3) und (4) ergibt sich die Formel für den elastischen Grenzdruck \bar{p}_{egrenz} :

$$\bar{p}_{\text{egrenz}} = \eta R_e / \alpha_k \quad (5)$$

Durch Einsetzen $\bar{u}=\bar{u}_{\text{egrenz}}$ und $q=R_e/\alpha_k$ in die Grundgleichung der Preßverbände

$$\bar{u} = \frac{2 \cdot q}{E \cdot \left(1 - r_f^2 / r_a^2\right)} \quad (6)$$

folgt die Formel für das elastische Grenzübermaß \bar{u}_{egrenz} :

$$\bar{u}_{\text{egrenz}} = \frac{2 \cdot R_e}{E \cdot \alpha_k \cdot \left(1 - r_f^2 / r_a^2\right)} \quad (7)$$

- Mit $\sigma_{vmax} > R_e$ ist die Welle teilplastisch beansprucht. Solange die dünnste Stelle der Bohrungswand zwischen Bohrung und Fügefläche oder zwischen Nachbarbohrungen nicht vollplastisch beansprucht ist, weicht der durchschnittliche Fugendruck \bar{p} nur "geringfügig" von der Linearität zum Übermaß \bar{u} ab ($1 < \bar{u}/\bar{u}_{\text{egrenz}} < 1.4$ in Bild 2). Dieser Bereich wird als Bereich mit zulässigen plastischen Verformungen bezeichnet. Durch die Stützwirkung der verbleibenden elastischen Zone behält die plastische Dehnung ε_p am Bohrungsrand die gleiche Größenordnung wie die Dehnung an der Streckgrenze ε_f . Im Vergleich zur rein elastischen Auslegung kann sich die Übertragungsfähigkeit in diesem Beispiel mit zulässigen plastischen Verformungen um 40% erhöhen.
- Sobald die dünnste Stelle der Bohrungswand zwischen Bohrung und Fügefläche oder zwischen Nachbarbohrungen vollplastisch verformt ist, krümmen sich die Fugendruck-Übermaß-Linien stärker mit abnehmendem Verfestigungsersatzmodul E_p ($\bar{u}/\bar{u}_{\text{egrenz}} > 1.4$ in Bild 2). Der Fugendruck, bei dem die dünnste Stelle der Bohrungswand zwischen Bohrung und Fügefläche oder zwischen Nachbarbohrungen gerade vollplastisch verformt ist, wird als teilplastischer Grenzdruck \bar{p}_{pgrenz} bezeichnet.
- Sobald die dünnsten Stellen der Bohrungswand sowohl zwischen Bohrung und Fügefläche als auch zwischen Nachbarbohrungen vollplastisch verformt sind, verhält sich die Welle wie ein rein

plastisch beanspruchtes Bauteil, obwohl dabei noch elastische Zonen in der Welle übrigbleiben ($\bar{u}/\bar{u}_{\text{egrenz}} > 1.9$ in Bild 2). Aufgrund des Mangels an Stützwirkung der elastischen Zone kann die plastische Dehnung ε_p auf unzulässige Größenordnung steigen.

Ingenieurmäßig von wichtiger Bedeutung ist der teilplastische Bereich zwischen der rein elastischen Grenzbelastung $\bar{u}/\bar{u}_{\text{egrenz}}=1$ und dem merklichen Abweichen von der linearen Fugendruck-Übermaß-Linie in Bild 2. In diesem Bereich übt die elastische Zone eine ausreichende Stützwirkung auf die plastischen Zonen aus. Dadurch weisen die Deformationen in den plastischen Zonen die gleiche Größenordnung wie in den elastischen auf und die Steifigkeiten \bar{p}/\bar{u} bleiben fast unverändert im Vergleich zur rein elastisch beanspruchten Welle. Dieser teilplastische Bereich wird dem Konstrukteur als Bereich mit ingenieurmäßig zulässigen plastischen Verformungen empfohlen.

Vergleichsberechnungen wurden auch für diese geschwächten Welle gleicher Geometrie ohne Montageutschen durchgeführt. Durch die Umfangschubkraft auf der Fügefläche übt die rein elastische Nabe eine größere Stützwirkung auf die teilplastische Welle aus. Nachdem die dünnste Stelle der Bohrungswand zwischen Bohrung und Fügefläche oder zwischen Nachbarbohrungen vollplastisch verformt ist, vermindert sich die Steifigkeit \bar{p}/\bar{u} . Nur wenn die dünnsten Stellen der Bohrungswand sowohl zwischen Bohrung und Fügefläche als auch zwischen Nachbarbohrungen vollplastisch verformt sind, verhält sich die geschwächte Welle wie eine rein plastisch beanspruchte Welle. Da der Oberflächenzustand und die Wirkung beim Fügevorgang in der Praxis meist nicht abgeschätzt werden kann und die Vernachlässigung der Reibung auf der sicheren Seite steht, wird empfohlen, nach folgenden Festigkeits- und Steifigkeitsbedingungen für den Grenzfall ohne Montagereibung auszugehen.

3 Steifigkeitsbedingung

Große plastische Verformungen führen zur Steifigkeitsverminderung der teilplastisch beanspruchten Welle. Dadurch wird die Erhöhung der Übertragungsfähigkeit im teilplastischen Bereich begrenzt. Um eine starke Steifigkeitsverminderung zu vermei-

den, muß die Größe der plastischen Zone beschränkt werden. Wenn die dünnsten Stellen der Bohrungswand zwischen Bohrung und Fügefläche und die zwischen Nachbarbohrungen der Welle mit mehreren Bohrungen noch teilweise elastisch beansprucht sind, ist die Steifigkeit \bar{p}/\bar{u} der Welle praktisch kaum vermindert. Für Wellen mit einer Bohrung ist die Übertragungsfähigkeitserhöhung auch durch die minimale Bohrungswandstärke begrenzt, wenn die Exzentrizität größer als der Bohrungsdurchmesser ist.

Der Fugendruck, bei dem die dünnste Stelle der Bohrungswand zwischen Bohrung und Fügefläche gerade vollplastisch beansprucht ist, wird als der durch die erste Steifigkeitsbedingung begrenzte teil-

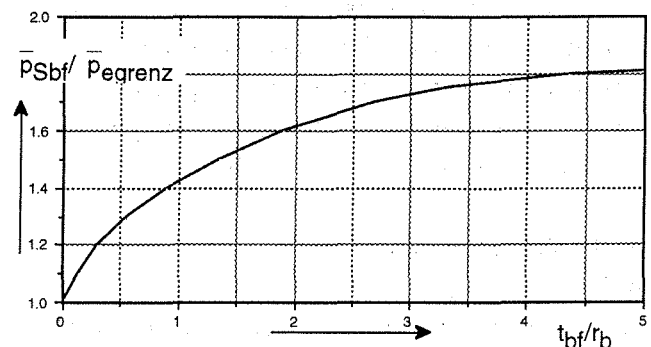


Bild 3 Teilplastischer Grenzdruck bei vollplastischer Bohrungswand zwischen Bohrung und Fügefläche

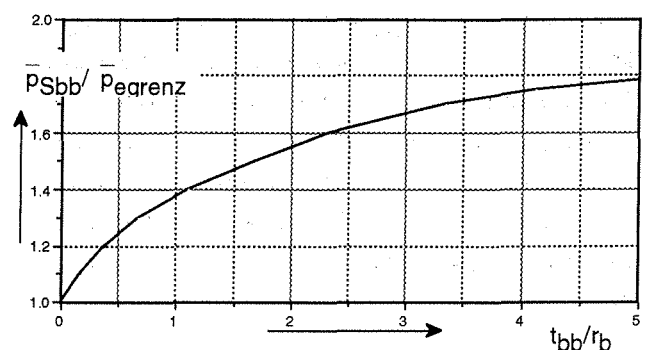


Bild 4 Teilplastischer Grenzdruck bei vollplastischer Bohrungswand zwischen Nachbarbohrungen

plastische Grenzdruck \bar{p}_{Sbf} bezeichnet und läßt sich mit der minimalen Bohrungswandstärke t_{bf} zwischen Bohrung und Fügefläche nach Bild 3 bestimmen.

Der Fugendruck, bei dem die dünnste Stelle der Bohrungswand zwischen Nachbarbohrungen gerade vollplastisch beansprucht ist, wird als der durch die zweite Steifigkeitsbedingung begrenzte teilpla-

stische Grenzdruck \bar{p}_{Sbb} bezeichnet und läßt sich mit der minimalen Bohrungswandstärke t_{bb} zwischen Nachbarbohrungen nach **Bild 4** bestimmen.

Die erste Steifigkeitsbedingung gegen vollplastische Bohrungswand zwischen Bohrung und Fügefläche

$$\bar{p} < \bar{p}_{Sbf} \quad (8)$$

und die zweite gegen vollplastische Bohrungswand zwischen Nachbarbohrungen

$$\bar{p} < \bar{p}_{Sbb} \quad (9)$$

garantieren die Stützwirkung der elastischen Zone. Mit ausreichender Stützwirkung der elastischen Zone ist die Steifigkeitsbedingung ausschließlich durch Geometrieparameter zu bestimmen und praktisch unabhängig von dem Materialparameter E_{pl} . Solange die Steifigkeitsbedingungen (8) und (9) erfüllt sind, ist die Steifigkeit \bar{p}/\bar{u} der teilplastisch beanspruchten Welle praktisch unverändert gegenüber rein elastisch beanspruchten Wellen.

4 Festigkeitsbedingung

Außer der Steifigkeitsbedingung ist bei der teilplastischen Auslegung noch die Festigkeitsbedingung zu erfüllen. Da im teilplastischen Bereich die Dehnungen das Grenzkriterium sind, werden statt einer Grenzspannungsbedingung die Grenzdehnungsbedingung $\varepsilon_{pmax} < \varepsilon_{pzul}$ empfohlen. Dabei ist ε_{pmax} die maximale verbleibende plastische Dehnung am Bohrungsrand und ε_{pzul} die zulässige plastische Dehnung. Mit der wirklichen Spannungs-Dehnungs-Linie eines Werkstoffs und dem benötigten Sicherheitsfaktor ist der Konstrukteur in der Lage die zulässige plastische Dehnung ε_{pzul} zu bestimmen.

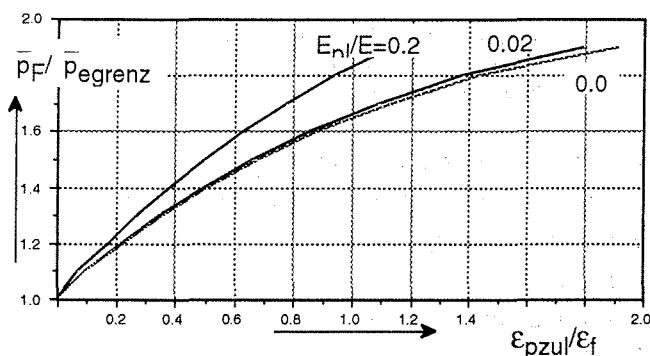


Bild 5 Übertragungsfähigkeit und maximale plastische Dehnung für die geschwächte Welle

Der Fugendruck, bei dem die maximale plastische Dehnung ε_{pmax} am Bohrungsrand gerade die Grenze ε_{pzul} erreicht, wird als der durch die Festigkeitsbedingung begrenzte teilplastische Grenzdruck \bar{p}_F bezeichnet und läßt sich mit der zulässigen plastischen Dehnung ε_{pzul} nach **Bild 5** bestimmen.

Die Festigkeitsbedingung

$$\bar{p} < \bar{p}_F \quad (10)$$

berücksichtigt die maximale Beanspruchung am Bohrungsrand. Gegenüber der Spannungsbedingung $\sigma_{vmax} < \sigma_{vzul}$ bietet diese Dehnungsbedingung für Werkstoffe mit schwacher Verfestigung, insbesondere für idealplastischen Werkstoff, ein maßgebendes Kriterium.

5 Zusammenfassende Festigkeits- und Steifigkeitsbedingung

Die Übertragungsfähigkeit der geschwächten Welle läßt sich durch zulässige teilplastische Verformungen wesentlich erhöhen. Die Erhöhung der Übertragungsfähigkeit wird durch die Steifigkeitsbedingungen (8), (9) und die Festigkeitsbedingung (10) begrenzt. Der plastische Grenzdruck, der die Bedingungen (8) bis (10) gleichzeitig erfüllt, ist in folgender Form darstellbar

$$\bar{p}_{pgrenz} = \min(\bar{p}_{Sbf}, \bar{p}_{Sbb}, \bar{p}_F) \quad (11)$$

In Bild 2 ist der Fugendruck des ungeschwächten rotationssymmetrischen Preßverbandes q auch dargestellt. Bild 2 zeigt deutlich, daß die Steifigkeit \bar{p}/\bar{u} der geschwächten Welle im Bereich mit ingenieurmäßig zulässigen plastischen Verformungen praktisch unvermindert gegenüber der im rein elastischen Bereich ist. Solange die Steifigkeits- und Festigkeitsbedingungen erfüllt sind, ist der durchschnittliche Fugendruck \bar{p} praktisch proportional dem Übermaß \bar{u} . Nach dieser grundsätzlichen Kenntnis können die Formel $\eta = \bar{p}/q$ und die entsprechenden Bilder für elastische Auslegung in /1/ auch für teilplastische Auslegungen mit ingenieurmäßig zulässigen plastischen Verformungen zugrundegelegt werden.

6 Literatur

/1/ Dietz, P.; Tan, L.:

Geschwächte Preßverbände
Bericht FVA191 1992

Einfluß von Welle-Nabe-Verbindungen auf das dynamische Verhalten von Rotoren

Rübbelke, L., Schäfer, H.*

Am Beispiel eines Abweiseradsichterrotors wird mit Hilfe einer Finite-Elemente-Untersuchung gezeigt, daß dieser bei Betrachtung der unteren Eigenfrequenzen als Starrkörper aufgefaßt und dadurch eine Analyse mit dem Programmsystem MADYN vorgenommen werden kann. Zugehörige Prüfstandsversuche ergeben, daß sich durch ungenügendes Tragverhalten der Kegelpreßverbindung zusätzliche Steifigkeiten im Modell ergeben, die u.U. einen großen Einfluß auf das dynamische Verhalten des Rotorsystems bewirken.

1. Einleitung

Für die Bestimmung der dynamischen Eigenschaften von Rotoren werden verschiedene Verfahren zur Klärung des Eigenverhaltens und der Eigenfrequenzen herangezogen. Hierbei stellt sich die Frage, inwieweit die einzelnen Bauteile getrennt betrachtet werden können, oder ob bei der Analyse der Rotoren die Welle und die Lagerungen als auch Kontakt- bzw. Verbindungsstellen mit in Betracht gezogen werden müssen. Im Vergleich verschiedener numerischer Verfahren mit experimentellen Untersuchungen soll geklärt werden, inwieweit der Rotor als starrer Körper angesehen werden kann, um die Verläufe für die Betriebsdrehzahlen relevanten

Eigenfrequenzen dann vereinfacht berechnen zu können. Die Untersuchungen wurden an einem neu konzipierten Abweiseradsichterrotor für hohe Umfangsgeschwindigkeiten im Rahmen des Sonderforschungsbereiches "Konstruktionsverfahrenstechnischer Maschinen bei besonderen mechanischen, thermischen oder chemischen Belastungen" durchgeführt.

2. Analytische und numerische Methoden

Die Methode der Finiten Elemente erlaubt die dynamische Analyse von Bauteilen hinsichtlich ihrer Eigenfrequenzen und Moden. Hierbei kann jedoch nur die Stillstandseigenfrequenz des Rotors ermittelt werden, da es zur Zeit kein Finite-Element-System gibt, welches die gyroskopischen Momente von rotierenden Massesystemen berücksichtigt. Es ist jedoch möglich die Fragestellung zu erörtern, inwieweit der Rotor als starrer Körper aufgefaßt werden kann.

Um eine dynamische Analyse mit der Methode der Finiten Elemente zu ermöglichen, können entgegen statischen Analysen mit FEM keine Körpersymmetrien ausgenutzt werden, so daß der Rotor komplett als Finite-Element-Netz generiert werden muß.

Das Netz besteht aus isoparametrischen 20 Knotenpunktelementen mit einem quadratischen Verschiebungsansatz. Die Berechnung mit der Methode der Finiten Elemente /1/ ergibt die in **Bild 2.1** dargestellte, zur niedrigsten Eigenfrequenz gehörende Eigenform bei 77 Hz.

Die Kontrolle der Verformungsbeteiligungen ergibt, daß sich bei dieser Eigenform im wesentlichen die Welle durchbiegt, der Rotor aber nahezu nicht verformt wird. Dies Ergebnis kann nun ausgenutzt werden, um näher-

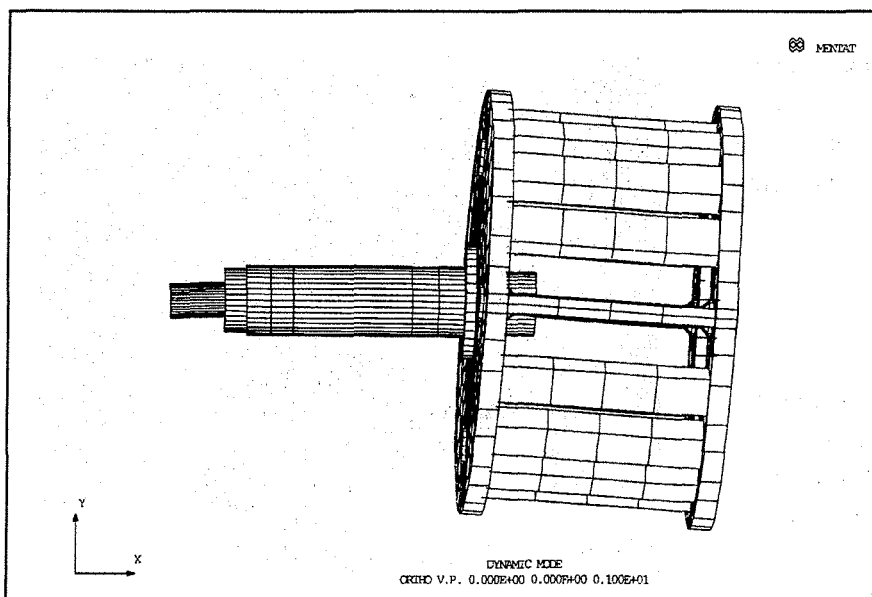


Bild 2.1 Eigenform des Rotors bei 77 Hz.

ungsweise den Verlauf der Eigenfrequenzen in Abhängigkeit von der Drehfrequenz des Rotors zu berechnen (Campbell-Diagramm).

Setzt man einen starren Rotor voraus, so ist eine Modellierung des Systems mit Hilfe des Programmsystems MADYN [2] möglich. Bei Berücksichtigung der verschiedenen Wellenquerschnitte und der Schubabsenkung der Wellenelemente ergibt sich auch in MADYN eine untere Eigenfrequenz von 77 Hz. Diese gute Übereinstimmung verdeutlicht recht stark die korrekte Annahme des Rotors als starren Körper. Es ist somit ohne Einschränkungen möglich das Campbell-Diagramm zu berechnen (Bild 2.2).

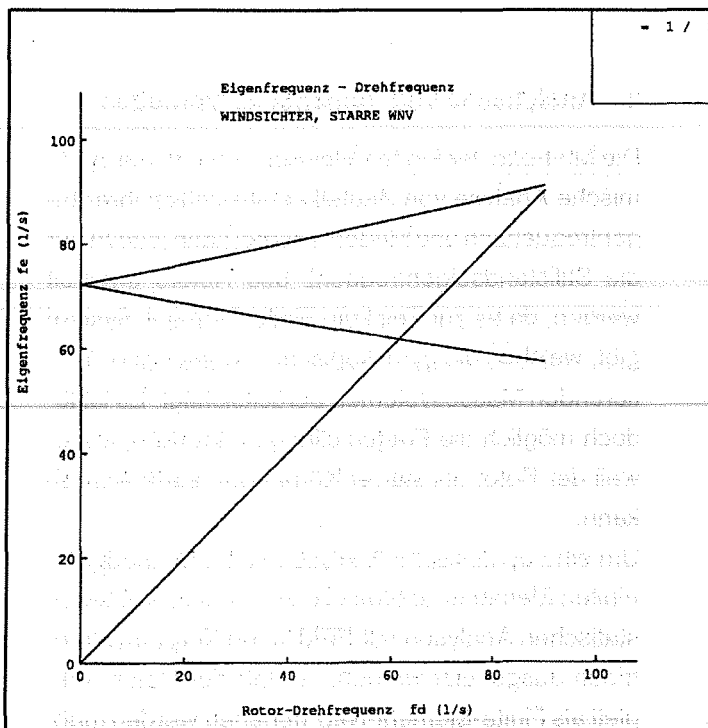


Bild 2.2 Campbell-Diagramm des Rotors.

Es wird ersichtlich, daß bis zum Erreichen der Betriebsdrehzahl keine Resonanz auftritt, wobei der verbleibende Abstand zwischen Eigenfrequenz und Betriebsfrequenz allerdings nur noch recht gering ist.

3. Meßtechnische Untersuchungen

Um die bei numerischen und analytischen Berechnungen gefunden Ergebnisse zu verifizieren wurde der Abweiseradsichterrotor auf dem Schleuderprüfstand des Institut für Maschinenwesen der TU Clausthal untersucht (Bild 3.1).

Zur Messung der Eigenfrequenzen wurde der Rotor

sowohl im Stillstand als auch bei verschiedenen Drehzahlstufen durch vorgegebene Impulse angeregt, um aus der Impulsantwort und einer nachfolgenden FFT-Analyse die Eigenfrequenzen des Systems zu bestimmen. Bei der Messung der Eigenfrequenzen im Stillstand des Abweiseradsichterrotors ergeben sich zunächst Abweichungen vom berechneten Modellverhalten. Als untere Eigenfrequenzen werden die in Bild 3.2 dargestellten Frequenzen von 61 Hz gemessen, die mit dem Modellverhalten zunächst nicht in Einklang zu bringen sind. Die Frequenzen von 100,5 Hz, 133 Hz und 145,5 Hz sind nicht relevante Eigenfrequenzen des

Schleuderprüfstandes. Eine systematische Suche der Ursache für die verantwortliche Abweichung zwischen Modell und realen Abweiseradsichterrotor führt auf die Welle-Nabe-Verbindung zwischen Antriebswelle und Abweiseradsichterrotor, die hier als Kegelpreßverband ausgeführt ist. Durch systematische Versuche konnte ermittelt werden, daß die Steifigkeit der Kegelverbindung durch unterschiedliche Anzugsmomente variiert werden kann. Die im Berechnungsmodell verwendete Annahme der unendlichen Steifigkeit der Welle-Nabe-Verbindung ist somit nicht gerechtfertigt und kann demnach nicht aufrecht erhalten werden. Diese Annahme wird durch das in Bild 3.3 dargestellte Frequenzspektrum des Rotors ohne Welle-Nabe-Verbindung fest auf den Boden montiert erhärtet.

Hier steigen die Eigenfrequenzen des Abweiseradsichterrotors erheblich an, während sie bei

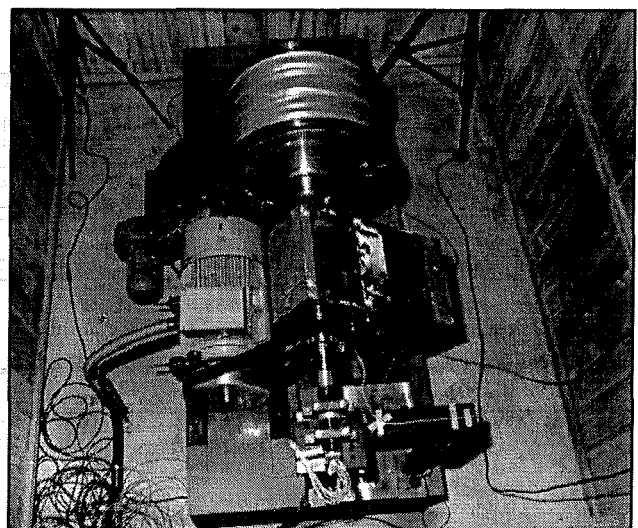


Bild 3.1 Schleuderprüfstand mit Abweiseradsichterrotor

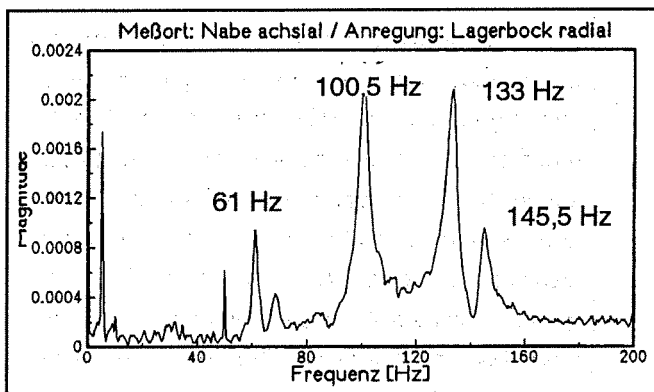


Bild 3.2 Antwortspektrum des im Stillstand angeregten Abweiseradsichterrotors.

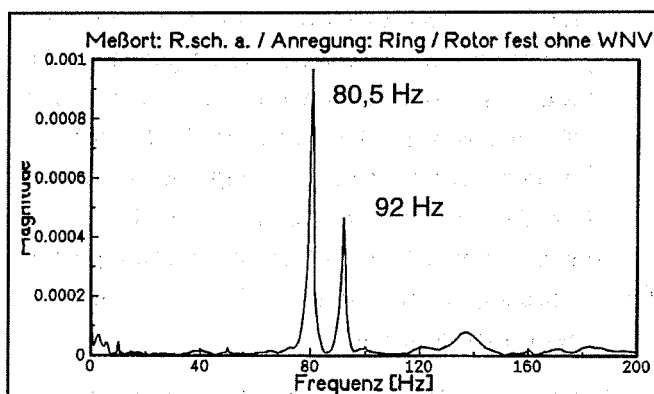


Bild 3.3 Antwortspektrum des auf dem Boden ohne WNV montierten und angeregten Rotors.

montierter WNV im Bereich von 65 Hz liegen. Ebenso ist vor einer Erhöhung des Anzugsmomentes zur Erhöhung der Steifigkeit zu warnen, da sonst die zulässigen Spannungen bei ordnungsgemäßer Festigkeitsauslegung überschritten werden und zu einem späteren Versagen der Welle-Nabe-Verbindung unter Drehmomentenlast führt.

Soll nun im Bereich der Welle-Nabe-Verbindung eine entsprechende Federung berücksichtigt werden, so ergibt sich aufgrund der Kegelsteigung automatisch ein zusätzlicher Freiheitsgrad in Richtung der Rotordrehachse. Somit ergibt sich auch eine zugeordnete weitere Eigenfrequenz des Systems, die sich auch in entsprechenden Messungen bestätigt.

4 Berücksichtigung der Welle-Nabe-Verbindung

Die Tatsache, daß sich die im starren Modell vorhandene Eigenfrequenz von 77 Hz durch Einfügen einer weiteren Feder nur zu kleineren Frequenzen hin verschieben läßt, klärt somit die Zugehörigkeit der in Bild 3.2 dargestellten Eigenfrequenzen zu den jeweiligen Eigenformen; es wird sich somit im wesent-

lichen bei der unteren Eigenform um eine Rotorneigung (entsprechend den ursprünglichen 77 Hz des starren Modelles) handeln, die darüberliegende wird im wesentlichen einer Auslenkung des Rotors in Richtung seiner Drehachse entsprechen.

Die aufgezeigten Ergebnisse der zusätzlichen Federung lassen einen punktuellen bzw. linienhaften Kontakt zwischen Welle und Nabe vermuten, gegenüber einem gewünschten Flächenkontakt auf dem gesamten Kegel. Dieser gewünschte Traganteil wird in der Regel zwar nicht definiert, in Ausnahmefällen werden aber sehr wohl Flächentraganteile für Kegelerverbindungen (z.B. $\approx 75\%$ bei den Klemmsitzen für Ein- oder Auslaßventile im Automobilbau) angegeben. Farbuntersuchungen an der Welle-Nabe-Verbindungen bestätigen die o. g. Vermutung, daß es sich allenfalls um Linienkontakte in der Verbindung handelt (siehe Bild 4.1).

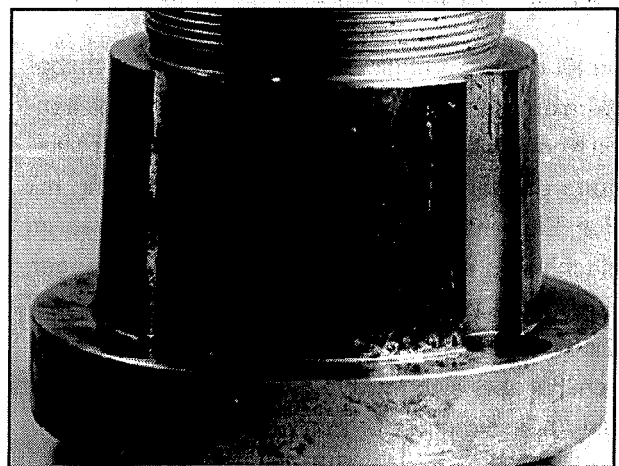


Bild 4.1 Farbuntersuchung an der Kegelerbindung des Rotors.

Um nicht eine aufwendige Identifikation der Welle-Nabe-Verbindung hinsichtlich der Steifigkeitsparameter vornehmen zu müssen, wurde vereinfachend die o.g. Argumentation hinsichtlich der Verschiebung der Eigenfrequenzen genutzt und die Steifigkeitsgrößen der Verbindung an die gemessenen Größen angepaßt. Es ergaben sich für die vorhandene Verbindung Steifigkeiten in der Größenordnung von 2200 Nm/rad als zusätzliche Steifigkeit.

Das mit diesen Steifigkeiten erweiterte MADYN-Modell weist natürlich in etwa die gemessenen Eigenfrequenzen im Stillstand des Abweiseradsichterrotors auf. Interessant ist das Campbell-Diagramm für das korrigierte Modell (Bild 4.2), welches nun gera-

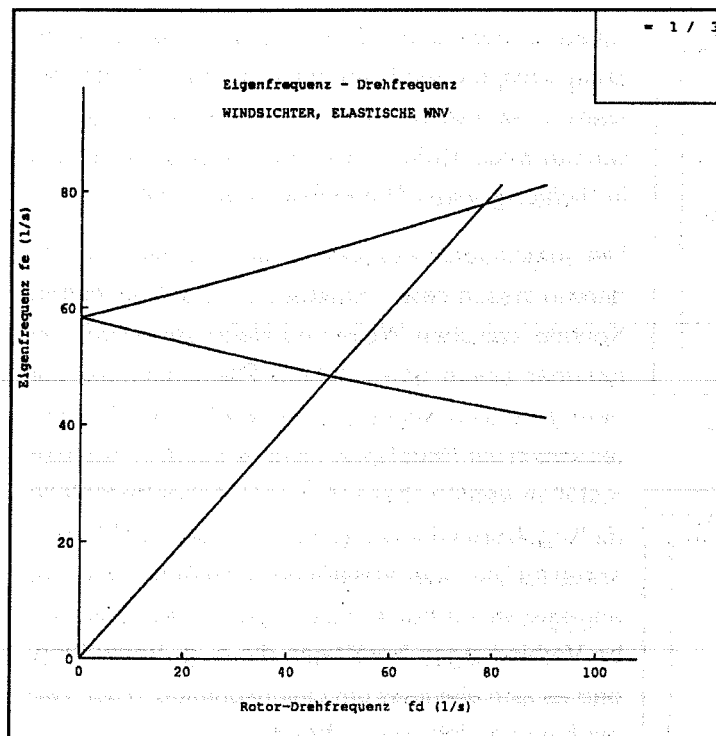


Bild 4.2 Campbell-Diagramm des korrigierten Rotormodells.

de für den ursprünglich vorgesehenen Betriebsbereich eine Resonanzstelle aufweist. Eine begleitende Kontrolle der Eigenfrequenzverläufe in der Messung ergibt eine recht gute Übereinstimmung mit den Ergebnissen des MADYN-Modelles, was im Nachhinein die dort getroffenen Vereinfachungen rechtfertigt.

Eine Korrektur im FE-Modell ist zwar generell möglich, hat aber einen größeren Aufwand zur Folge als die Anpassung des MADYN-Modelles.

5. Zusammenfassung

Es wurde gezeigt, daß auch bei der Konstruktion und Auslegung von Abweiseradsichterrotoren für bisher kaum erreichte Durchsätze und Umfangsgeschwindigkeiten neben der gewissenhaften Auslegung der Festigkeiten sowie der dynamischen Eigenschaften ebenso den Bauteilen verstärkte Aufmerksamkeit geschenkt werden muß, die lange bekannt, oft verwendet und daher vermeintlich unkritisch nutzbar sind. Im Hinblick auf die hier dargestellte Welle-Nabe-Verbindung war die Tatsache der zusätzlichen Federsteifigkeit um so mehr von Nachteil, als daß hierdurch der nutzbare Betriebsbereich (bei der verwendeten Auflagerung im Prüfstand) eingeschränkt wurde.

Die Analyse des zunächst starren Systems mit unterschiedlichen Verfahren führt jeweils zur Ermittlung von zu hohen Eigenfrequenzen. Die Berücksichtigung dieser zusätzlichen Federsteifigkeiten ist bei den vorwiegend bekannten Methoden vielfach nur recht schwierig zu realisieren. Desweiteren sind zur Abschätzung der Eigenfrequenzen keine auf die geometrische Form bzw. Gestaltung normierten Steifigkeiten von Kegelpreßverbänden bekannt.

Die dargestellte Problematik kann dabei in anderen Fällen noch zu weitaus größeren Problemen führen; müssen Rotoren mit derartigen Mängeln, wie dem hier vorliegenden Linienkontakt des Kegelpreßverbandes, trotzdem überkritisch betrieben werden, so können aufgrund der im drehenden System auftretenden Reibkontakte selbsterregte bzw. entdämpfte Schwingungen auftreten, die durchaus zur Zerstörung des Systems führen können.

Aus den o.g. Gründen erscheint es daher notwendig, in dieser Form nochmals auf die Problematik beim Einsatz reibschlüssiger Welle-Nabe-Verbindungen hinzuweisen.

6. Literatur

- /1/ MARC: MARC-K5, MARC Analysis Research Corporation, 260 Sheridan Avenue, Palo Alto, CA 94306
- /2/ MADYN: Beschreibung des Programmsystems MADYN, Ingenieurbüro Klement, Darmstadt
- /3/ Sonderforschungsbereich 180, Arbeitsbericht zur Förderungsphase 1991 - 1993, TU Clausthal

* H. Schäfer ist Mitarbeiter am Institut für Technische Mechanik der TU Clausthal. Die hier dargestellten Ergebnisse sind in Zusammenarbeit der Teilprojekte A1 und A4 des Sonderforschungsbereiches 180 "Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen unter besonderen mechanischen, thermischen oder chemischen Belastungen" entstanden.

Untersuchung des Kontaktverhaltens von Rundstahlketten mit Hilfe der Finiten-Elemente-Methode

Rothe, F.

Rundstahlketten werden heute überwiegend in Steigförderern, Hebezeugen oder als Anschlagmittel eingesetzt. Hochfeste Rundstahlketten findet man in bergbaulichen Gewinnungs- und Förderanlagen. Da sie meist die verantwortlich tragenden Elemente beim Halten und Bewegen großer Lasten sind, ist mit ihrem Ausfall ein hohes Sicherheitsrisiko für Mensch und Gerät verbunden.

Die Kenntnis der Spannungsverteilung im Ketten-glied und deren Intensität gibt Aufschluß über die versagenskritischen Bereiche und ermöglicht die Beurteilung von Einflüssen wie Werkstoff, Abmes-sungen, Eigenspannungen, Kerben usw.

Mit Hilfe der Finite-Elemente-Methode steht ein lei-stungsfähiges Verfahren zur Spannungsanalyse zur Verfügung, mit dem man auch das für die Bean-spruchung im Bauteil entscheidende Kontaktver-halten der untereinander Kettenglieder untersu-chen kann.

1. Stand der Technik

In einer Vielzahl von Untersuchungen [1-4] wurde in den letzten Jahren versucht, die Beanspruchungen in Rundstahlketten (**Bild 1**) mit Hilfe moderner Be-rechnungsmethoden zu ermitteln. Die Methode der

Finiten Elemente (FEM) erwies sich hierbei als ein besonders mächtiges Werkzeug, mit dem z.B. opti-mierte Kettengliedformen erarbeitet wurden [4]. Mit wenigen Ausnahmen wurden jedoch nur zweidi-mensionale Modelle erstellt, obwohl gerade die mehrfach gekrümmten Kettenglieder eine einfache Übertragung der Ergebnisse auf das reale Bauteil nicht ohne weiteres erlauben.

Über die Größe der Kontaktzone und die Span-nungsverteilung in ihr liegen keine Veröffentlichun-gen vor, obwohl beide entscheidende Randbedin-gungen bei der Beanspruchungsermittlung für das Bauteil darstellen. Ursache dieser Wissenslücke ist die Tatsache, daß sich dieses Problem sowohl einer analytischen als auch einer meßtechnischen Be-handlung weitgehend entzieht.

Auf dem Gebiet der Mechanik stehen dem Ingenieur nur die Hertzschen und Fredholmschen Ansätze zur Verfügung [5]. Beide beschreiben das Problem je-doch nicht hinreichend genau. Die sich nach der Hertzsche Theorie einstellenden Abplattungen be-rücksichtigen zum Beispiel nicht den Schmiegepro-zeß der Kettenglieder aufgrund des Biegemomen-tes. Für die Fredholmschen Differentialgleichungen existieren nur für einfache Sonderfälle Lösungen.

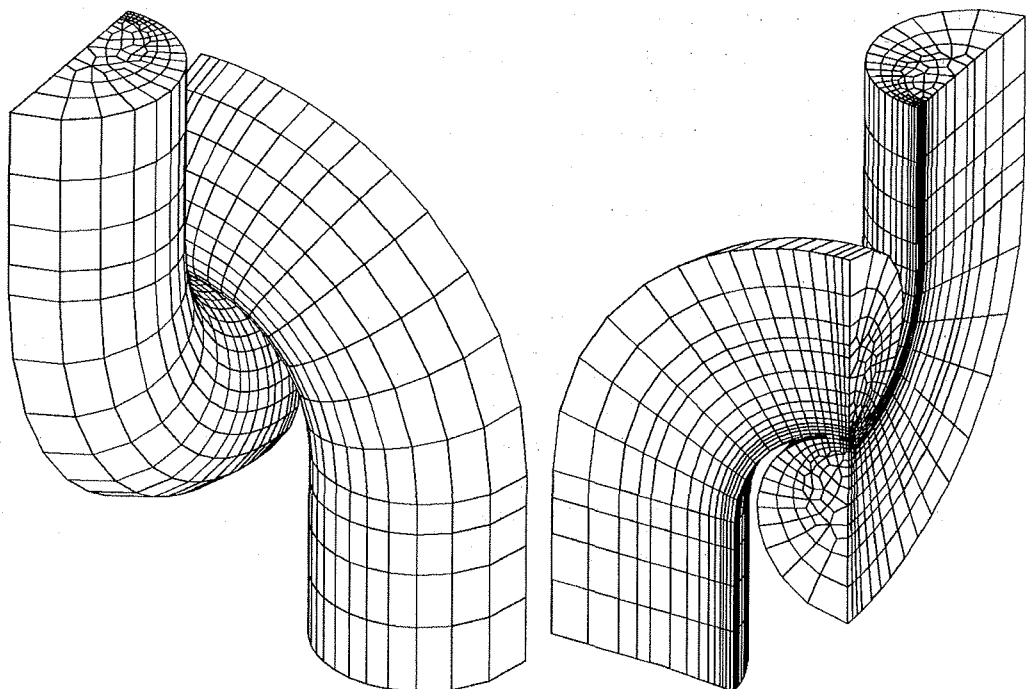


Bild 1 Vorder- und Rückansicht des verwendeten FEM-Modells. Aus Symmetriegründen wurde von jedem Kettenglied nur ein Achtel generiert.

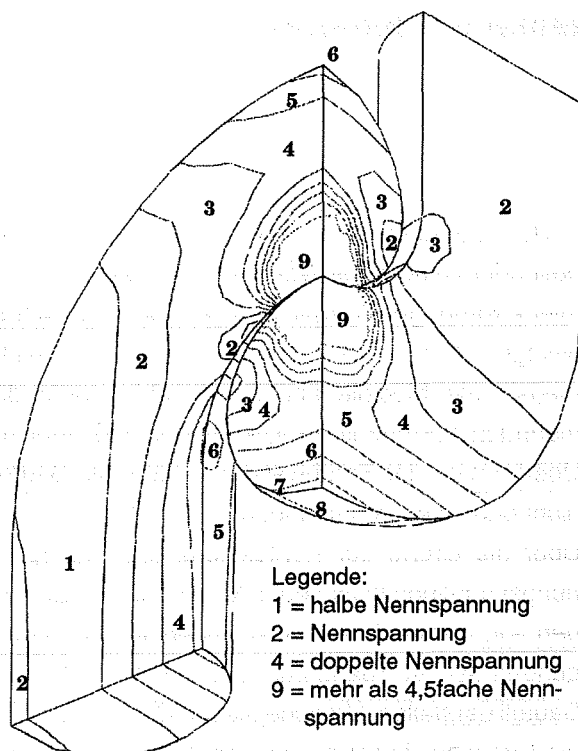


Bild 2 Vergleichsspannung nach von Mises in einer klassischen Rundstahlkette. Zu Vergleichszwecken wurde ohne Einschränkung der Ergebnisgüte der unterer Schenkel eingespannt und der oberer Schenkel frei beweglich belassen. Gut zu erkennen ist die Kontaktzone (Bereich 9), die Kerbspannung im Wangenquerschnitt und der Biegespannungszustand im eingespannten Schenkel

2. Ergebnisse

Die hier vorgestellten Ergebnisse wurden mit dem FEM-Programmpaket MARCTM ermittelt. Dieses erlaubt die Untersuchung von Kontaktproblemen beliebig gekrümmter Bauteile im dreidimensionalen Raum unter Berücksichtigung elastoplastischen Materialverhaltens und Reibung (**Bild 2**).

Stellvertretend für die Vielzahl unterschiedlicher Kettenabmessungen (**Tab. 1**) werden nur Spiele von 10%, 20% und 30% analysiert. Damit ist die

Bandbreite sämtlicher gängiger Rundstahlkettenarten abgedeckt und die Differenz zwischen den Kettenspielen groß genug, um eindeutige Aussagen über deren Einfluß auf die Spannungsverteilung zu machen /6/.

2.1 Kontaktzone

Unter einem Winkel von 45° zur Schenkelachse heben sich die gegensinnigen Krümmungen von Querschnittsradius und Krümmungsradius auf, so daß sich die beiden Laschen entlang zweier sich kreuzender, leicht gekrümmter Linien berühren. Es liegt also keineswegs eine Punktberührung vor, die sich unter Last kreisförmig nach den Gesetzen der Hertzschen Pressung ausdehnt.

Mit zunehmender Last verbreitern sich die Kontaktlinien dreiecksförmig. Dabei wächst der Kontaktwinkel in Laschenlängsrichtung sehr viel stärker als der unter 45°, so daß der eine schnell gegen den anderen konvergiert (**Bild 3**). Eine kreisförmige Kontaktzone würde sich erst bei Belastungen ausbilden, bei

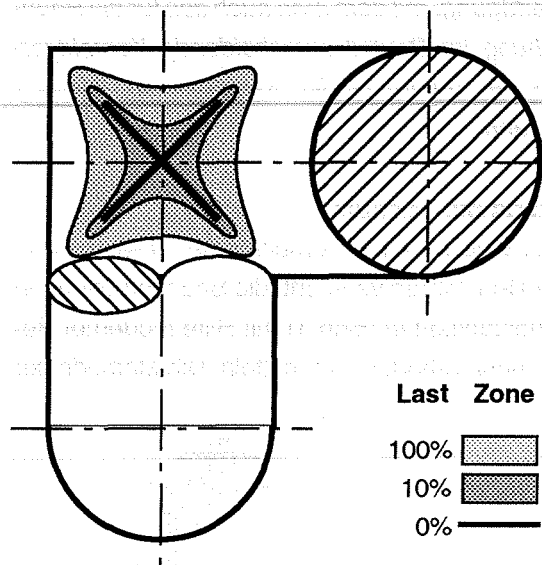


Bild 3 Kontaktzone in Rundstahlketten unter Last (übertrieben nach Größe und Form)

DIN-Norm	Anwendung	Nenngröße	Breite (innen)	Spiel
22252	Förderer u. Gewinnungsanlagen im Bergbau	20 x 64	23 mm	13%
762	Stetigförderer	20 x 100	28 mm	29%
764	Stetigförderer	20 x 70	27 mm	26%
5684	Hebezeuge	20 x 60	24 mm	17%
5687	Rundstahlketten allgemein	20 x 60	27 mm	26%

Tab. 1 Übersicht und Vergleich einiger typischer Rundstahlketten vergleichbarer Nenngröße /6/

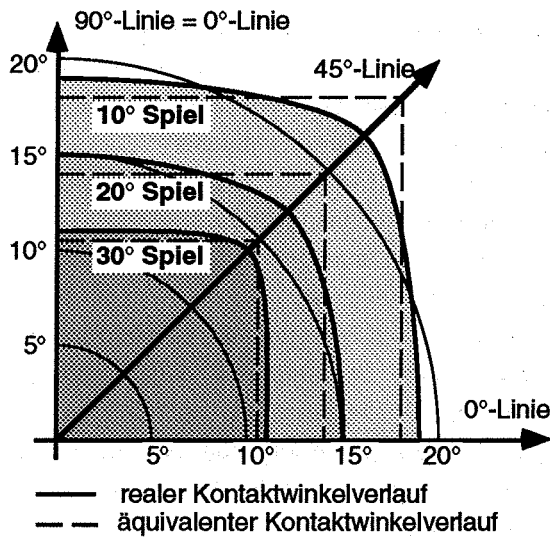


Bild 4 Kontaktzone in Rundstahlketten bei Nennlast und unterschiedlichem Spiel

denen die Beanspruchungen bereits unzulässig hoch sind.

Bei den in der Realität aufgetragenen Belastungen, die weit unterhalb derer von Bolzenverbindungen liegen, bildet sich eine Kontaktzone aus, die einem Quadrat mit stark verrundeten Kanten gleicht (**Bild 4**). Da sich diese Kontaktzone schon bei kleinen Lasten ausbildet und bis zum Bauteilversagen kaum vergrößert, kann der Kontaktwinkel bei Rundstahlketten in erster Näherung unabhängig von der Last betrachtet werden.

Tab. 2 stellt die gemessenen Kontaktwinkel in Laschenrichtung (0°), deren Winkelhalbierenden (45°) sowie der daraus abgeleiteten Kontaktwinkel für eine kreisförmige bzw. quadratische Kontaktzone gleicher Fläche für die in der Praxis verwendeten Rundstahlkettenspiele zusammen.

Da Rundstahlketten eine punktsymmetrische Verbindung darstellen, erübrigt sich eine Unterschei-

Kontaktwinkel	Spiel		
	10°	20°	30°
tatsächliche Meßwerte:			
• unter 0° (= 90°)	19°	15°	11°
• unter 45°	23°	17°	14°
theoretischer Mittelwert:			
• für Kontaktkreis	20°	15°	12°
• für Kontaktquadrat	18°	13°	10°

Tab. 2 Kontaktwinkel bei Rundstahlketten unter Nennlast gemäß DIN

dung in Quer und Längsschnitt. Eine getrennte Betrachtung entlang der 45°-Linie ist bei Berücksichtigung des äquivalenten Kontaktquadrates ebenfalls nicht nötig.

2.2 Kontaktdruckverteilung

Mattheck /4/ stellte fest, daß klassische Rundstahlketten im Kontaktbereich eine Kerbspannungsspitzen haben. Durch die im Einsatz dort entstehende Verschleißkerbe wird diese noch mehrfach verstärkt, was für sauber verarbeitete Kettenglieder hoher Schweißqualität die entscheidende Versagensursache sein dürfte.

Bei Rundstahlketten kann sich kein kosinusähnlicher Kontaktdruckverlauf wie bei Bolzenverbindungen bilden, da Schenkel- und Kontaktachse nicht zusammenfallen. Da sich bereits bei kleinen Lasten relativ große Kontaktwinkel mit einer schmalen Kontaktbreite bilden, entsteht ein Hebel, der am Rand der Kontaktzone einen maximalen Druck zugunsten der Kontaktmitte entstehen läßt (**Bild 5**). Die dort wirkende Spannungsüberhöhung ist eine Funktion der Kontaktfläche. Da diese jedoch über weite Lastbereiche fast gleich groß bleibt, bleibt jene ebenfalls konstant.

In **Tab. 3** sind die ermittelten Werte der Spannungsüberhöhung für unterschiedliche Laschenspiele zusammengestellt. Der maximale Kontaktdruck läßt sich überschlägig berechnen nach:

$$\frac{\sigma_{d,max}}{\sigma_n} = \frac{3,25}{\sin^2 \varphi_k}$$

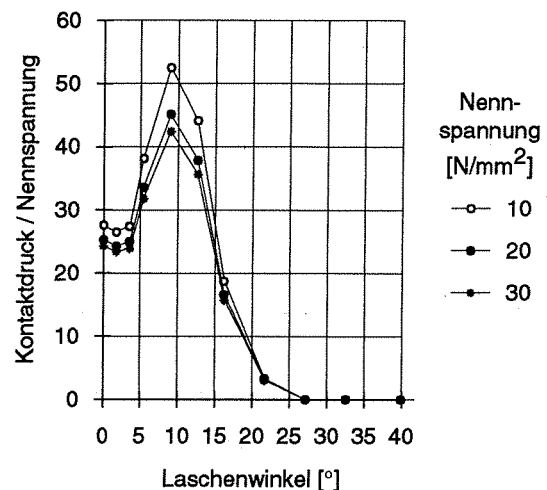


Bild 5 Kontaktdruckverteilung in Rundstahlketten am Beispiel einer Verbindung mit 10% Spiel.

Maximal-/Nennspannung		Spiel		
		10°	20°	30°
innen		26	25	39
	unter 0°	46	66	103
außen	unter 45°	28	58	113
	Mittelwert	37	62	108

Tab. 3 Kontaktdrucküberhöhung σ_d bezogen auf die Nennspannung σ_n für unterschiedliche Laschenwinkel φ und Laschenspiele s

3. Vergleich mit Bolzenverbindung

Für Rundstahlketten ergeben sich deutlich höhere Werte als bei Bolzenverbindungen. Bei einem Spiel von $s = 10\%$ (Bild 5) hat eine Rundstahlkette weitgehend unabhängig von der Last einen Kontaktwinkel von $\varphi_k = 18^\circ$ (Tab. 2) und eine Kontaktdrucküberhöhung von ca. 37 (Tab. 3). Bei gleichem Spiel weist eine Bolzenverbindung je nach Lochleibung einen Kontaktwinkel zwischen 10° (bei einer Lochleibung von 30 N/mm^2) und 25° (bei einer Lochleibung von 250 N/mm^2) auf [15]. Die Kontaktdrucküberhöhungen betragen damit zwischen 3,7 und 8 (Bild 6). Dieser große Unterschied ist dadurch begründet, daß sich die Kontaktzone bei Bolzenverbindungen unabhängig vom Kontaktwinkel über die gesamte Laschentiefe t ausdehnt und ein kleiner Ring der Kontaktzone bei Rundstahlketten durch den beschriebenen Hebeleffekt überproportional beansprucht werden.

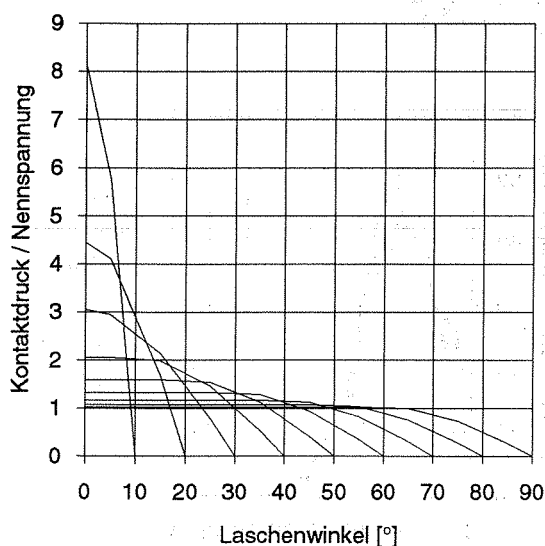


Bild 6 Kontaktdrucküberhöhung in Bolzenverbindungen σ_d bezogen auf die Nennspannung σ_n für unterschiedliche Kontaktwinkel φ_k [14, 15]

4. Vergleich mit Hertzscher Pressung

Die Voraussetzungen für die Berechnung einer Druckverteilung nach der Hertzschen Pressung

- homogenes isotropes Material
- hookesche Beanspruchung
- reine Druckbeanspruchung
- geringe Deformationen
- kleine Kontaktzone

sind nur bei großem Spiel, geringer Last und zu vernachlässigendem Biegemoment gegeben. Daher läßt sich die Druckbeanspruchung nur unzureichend abschätzen, wie im folgenden gezeigt wird. In den mehrfach gekrümmten Rundstahlketten treten drei Radien auf:

- Radius des Laschenquerschnitts r_p
- Radius der Laschenkrümmung innen r_i
- Radius der Kontaktellipse r_k

Der Kontaktradius r_k setzt sich aus zwei Komponenten zusammen

$$r_k = f(r_{kH}, r_{kB})$$

wobei sich die erste r_{kH} aus der Abplattung durch die Hertzsche Pressung

$$r_{kH} = \sqrt[3]{\frac{6F}{E} \frac{1-\nu^2}{r_i - r_p}}$$

und die zweite r_{kB} aus der Verformung durch das Biegemoment der beiden Kettenglieder ergibt. Der Betrag des Kontaktradius r_k kann nur iterativ bestimmt werden. Ist dieser bekannt, so läßt sich mit ihm der Kontaktwinkel

$$\sin \varphi_k = \frac{r_k}{r_i}$$

und der Maximaldruck

$$p_{\max} = \frac{3}{2\pi} \frac{F}{r_k^2}$$

berechnen. Nach der Hertzschen Theorie verhält sich der Kontaktdruck halbkreisförmig und lautet [5]:

$$p(x) = p_{\max} \sqrt{1 - \left(\frac{x}{r_k}\right)^2}$$

In Bild 7 sind das relative Laschenspiel

$$s = \frac{r_i - r_p}{r_i}$$

und die Drucküberhöhung p_{\max}/p_m für eine Last über den Kontaktwinkel φ_k unter Vernachlässigung

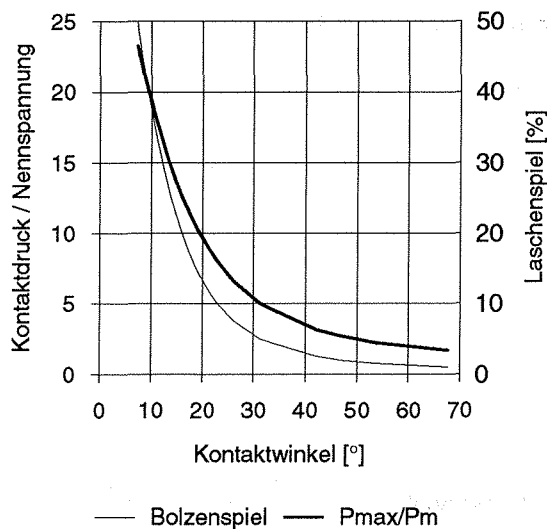


Bild 7 Bolzenspiel und Drucküberhöhung in Abhängigkeit vom Kontaktwinkel für Nennlast nach der Hertzschen Theorie (unter Vernachlässigung des Biegemomenteneinflusses)

des Biegemomenteneinflusses dargestellt. Berücksichtigt man den Schmiegeprozeß, so ist das zu einem bestimmten Kontaktwinkel gehörende Laschenspiel s größer als dargestellt. In Abhängigkeit von der Last bildet sich eine Kurvenschar, die oberhalb der dargestellten Linie für s liegt und die Abszisse bei $\varphi_k = 90^\circ$ schneidet.

Nach der Hertzschen Theorie führt eine Kontaktwinkel $\varphi_k = 10^\circ$ zu einer Spannungsüberhöhung von 19 (Bild 7). Dies entspricht ungefähr dem doppelten Wert für Bolzenverbindungen (Bild 6), jedoch nur rund einem Drittel der tatsächlich ermittelten Werte für Rundstahlketten (Bild 5).

5. Zusammenfassung

Das Kontaktverhalten von Rundstahlketten läßt sich durch die mehrfach gekrümmte Laschenkontur und das große Spiel zwischen den einzelnen Gliedern analytisch nicht berechnen. Auch die Übertragung der Ergebnisse von Untersuchungen an scheibenförmigen Modellen auf das räumliche Bauteil ist nicht ohne weiteres möglich.

Mit Hilfe der Finiten-Elemente-Methode wurde an dreidimensionalen Modellen von Rundstahlketten unterschiedlichen Spiels die Größe und die Form der Kontaktzonen sowie die Kontaktdruckverteilungen in diesen untersucht. Die Ergebnisse wurden in

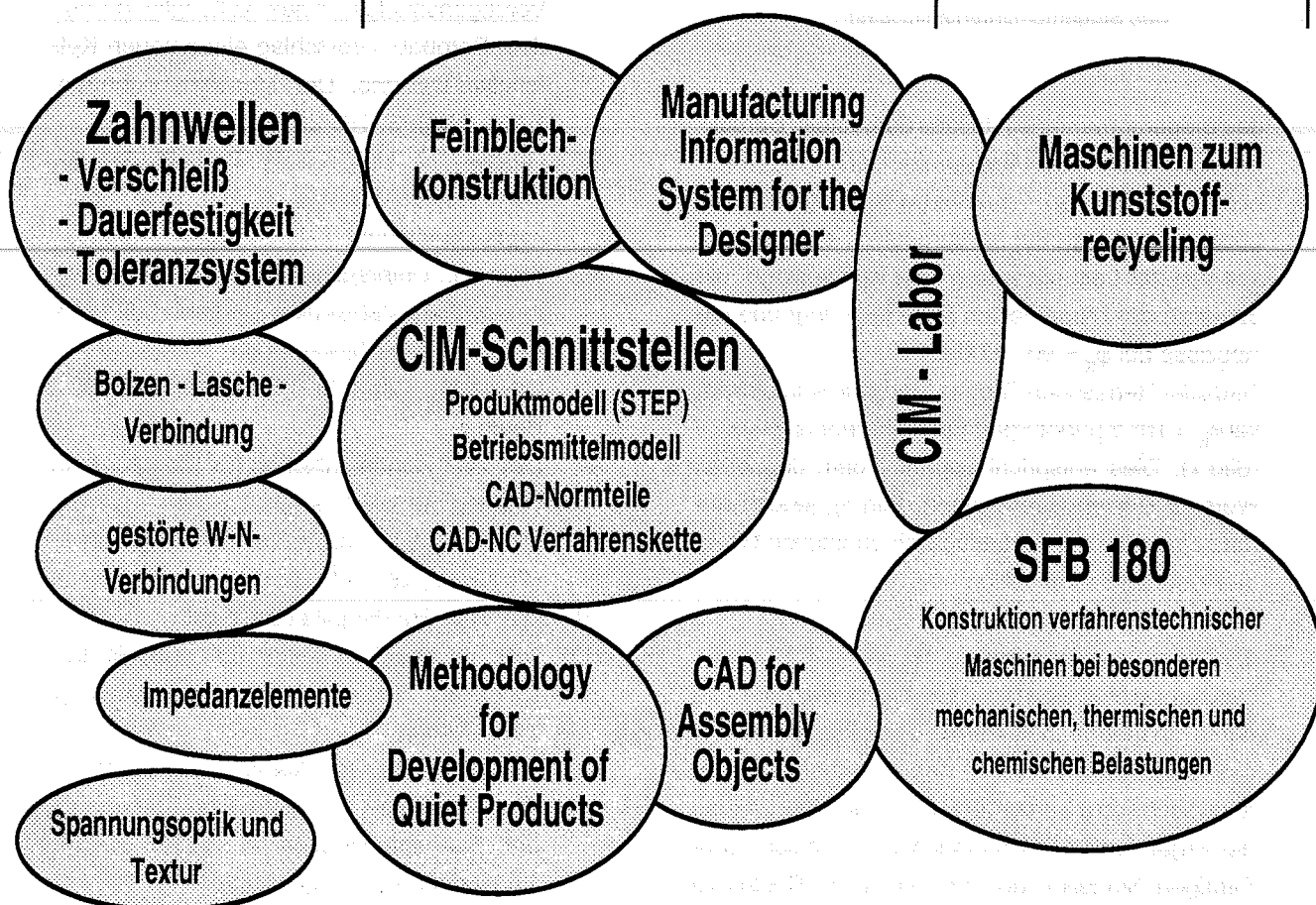
normierter Form für die in den entsprechenden Normen /7-13/ vorgeschriebenen Nennlast tabellarisch und grafisch dargestellt.

6. Literatur

- /1/ Becker, K.: Güteanforderungen an hochfeste Rundstahlketten für den Bergbau, Glückauf, 1973. 109: S. 948-953.
- /2/ Oechsle, D.: Ein Beitrag zur Spannungsermittlung in Rundstahlkettengliedern. Konstruktion, 1976. 28(12): S. 483-488.
- /3/ Rieckhoff, J.: Spannungsverteilung in Rundstahlkettengliedern bei Zugbelastung. Glückauf-Forschungshefte, 1978. 3: S. 174-178.
- /4/ Mattheck, C. and S. Burkhardt: Struktur- und Versagensanalyse eines Kettengliedes aus dem Bergbau - Vorschlag eines neuen Kettenglied-Designs. Der Maschinenschaden, 1986. 59(5): S. 195-201.
- /5/ Göldner, H., Holzweissig, F.: Leitfaden der Technischen Mechanik, 5. Aufl. 1976, Steinkopff, Darmstadt
- /6/ Klein, G.: Untersuchung des Kontaktverhaltens an Rundstahlketten, Studienarbeit 1993, Institut für Maschinenwesen, TU Clausthal
- /7/ DIN 685: Geprüfte Rundstahlketten 1981, Beuth
- /8/ DIN 762: Rundstahlketten für Stetigförderer (Teilung 5d) 1982, Beuth
- /9/ DIN 764: Rundstahlketten für Stetigförderer (Teilung 3,5d) 1982, Beuth
- /10/ DIN 765: Rundstahlketten, Beuth
- /11/ DIN 766: Rundstahlketten (Entwurf) Beuth
- /12/ DIN 5684: Rundstahlketten für Hebezeuge 1984, Beuth
- /13/ DIN 5687: Rundstahlketten 1980, Beuth
- /14/ Dietz, P., Rothe, F.: Analytische Berechnung der Beanspruchungen in Bolzen-Lasche-Verbindungen, Institutsmitteilung Nr. 17, S. 21-28, IMW Clausthal 1992
- /15/ Dietz, P., Rothe, F.: Verhalten symmetrischer Zuelemente unter elastischer und teilplastischer Verformung sowie nach teilplastischer Vorverformung. Abschlußbericht zum DFG-Projekt Di 289/8-2, 1993

Forschungsaktivitäten des Instituts für Maschinenwesen Überblick

Berechnung und Optimierung	Rechnerunterstützte Konstruktion	Konstruktion von Maschinen
von Maschinenelementen	und Fertigung	und Anlagen



Forschungsaktivitäten des Instituts für Maschinenwesen

CAD/CIM

- Schnittstellen für CAD-Systeme zu FEM-, Berechnungs-, Organisationsprogrammen
- Entwicklung von Kurven- und Variantenprogrammen
- Einbindung von Konstruktionsdaten in den Produktdatenaustausch
- Anwendung von Datenbanken im CIM-Umfeld und von Konstruktionsinformationssystemen
- Strategien zur Informationserfassung, Datenhaltung und -verteilung
- Konstruktionsinformationssystem
- Übergabe von CAD-Daten in den Fertigungsprozeß
- Dreidimensionales Konstruieren und Tolerieren
- Entwicklung von CAD-Anwendungssystemen
- CAD-CIM-Schnittstellen-Normierung in der rechnergestützten Fertigung
- Schnittstelle Konstruktion-Fertigungsprozeß
- Einbindung von CAD (2D/3D) in den Konstruktionsprozeß
- Erprobung von Konzepten auf der Schnittstelle Konstruktion-Fertigungsprozeß, insbesondere in der CAD-NC-Verfahrenskette
- Ermittlung von Daten zur Qualitätssicherung und Übergabe zur Konstruktion
- Einbindung von PPS-Systemen
- Werkzeugdatenverwaltung

Maschinenakustik

- Geräuschkinderung von Einzelmaschinen und Maschinenhallen
- Systematisches Konstruieren lärmarmen Maschinen und Schallminderung
- Schallminderung an Druckluft-Drehantrieben
- Durchströmte Absorptionsschalldämpfer
- Untersuchungen zu Körperschall
- Entwicklung von Körperschall-Impedanzelementen
- Schallemission, Schallanalyse im schallarmen Raum
- Entwicklung eines Konstruktionsberatungssystems Akustik
- Arbeitsmethodik lärmarmes Konstruieren

Maschinenelemente

- Beanspruchungsermittlung
- Reibung und Verschleiß an Welle-Nabe-Verbindungen und Ausgleichkupplungen
- Tragfähigkeitsberechnung und Gestaltfestigkeitsermittlung an Zahnwellen
- Geschwächte Schrupfverbindungen, Beanspruchungen und Berechnung
- Seiltrommeln (ein- und mehrlagig bewickelt)
- Vorgespannte Bolzen-Lasche-Verbindung unter komplexen Betriebslasten
- Passungs- und Laufverhalten von Mitnehmerverzahnungen
- Stabilität und Tragverhalten von Linearlagern
- Verbindungselemente unter hohen mechanischen und thermischen Belastungen
- Modelluntersuchungen zur elasto-plastischen Beanspruchung von Maschinenelementen (Optimierung von Zuggliedern mit teilplastischer Verformung)
- Verbindungstechniken Metall-Keramik bei hohen Temperaturen
- Beanspruchungsanalyse und Optimierung stoßbelasteter Maschinenteile
- Berechnungssoftware zur Auslegung von Maschinenelementen

Pneumatik

- Betriebsverhalten pneumatischer Antriebe
- Widerstandsverhalten pneumatischer Schaltelemente in stationärer und instationärer Strömung
- Konstruktion schneller Druckventile
- Systeme von Luftfedern und Ventilen zur Erzeugung vorgewählter Federkennlinien
- Kombination von Über- und Unterdrucksystemen für die Antriebstechnik

Spannungsoptik

Ermittlung und Beurteilung der Beanspruchung von Bauteilen und deren festigkeitsmäßige Optimierung

- unter statischer Beanspruchung (ebene und allgemeine räumliche Spannungszustände)
- unter dynamischer Beanspruchung (stoßartige Belastung, Ausbreitung von Spannungswellen)
- unter elasto-plastischer Beanspruchung (Kerbwirkung, Festigkeitserhöhung durch plast. Formgebung)
- automatische Auswertung spannungsoptischer Aufnahmen mittels digitaler Bildverarbeitung
- Hybridverfahren Spannungsoptik- Moiré zur Untersuchung nichtlinear-elastischer Werkstoffe
- Entwicklung neuer spannungsoptischer Werkstoffe und Auswerteverfahren zur Erfassung plastischer bzw. hochdynamischer Vorgänge
- kristalline Werkstoffe zur Modellierung anisotropen Materialverhaltens

Verfahrenstechnische Maschinen

- Entwicklung und Optimierung von Zentrifugen
- Konstruktionssystematik an Maschinen der Verfahrenstechnik, Expertensysteme für verfahrenst. Maschinen
- Entwicklung von Heißgasumwälzaggregaten
- Konstruktionsstrukturen von Kreislaufreaktoren für heterogen-katalytische Gasumwälzung
- Entwicklung von Reaktionsmühlen
- Untersuchung der dyn. Zusammenhänge beim Prallmahlen
- Gestaltung schnelllaufender Rotoren der Verfahrenstechnik (Windsichter, Prallmühlen usw.)
- Entwicklung von Hochleistungs-Ofenbrennern und Industriebrennern in Hybridbauweise
- Entwicklung von Maschinenelementen und Verbindungstechniken bei hohen Temperaturen (über 1000 °C)
- Entwicklung verfahrenstechnischer Maschinen für das chemische Recycling von Kunststoffen

Werkzeugmaschinen

- Baureihen- und Baukastenentwicklung von Werkzeugen und Maschinen
- Detailkonstruktionen an Werkzeugmaschinen, Genausspannen zylindrischer Teile
- Spannsysteme
- Spindellagerungen
- Rentabilitätsbetrachtungen
- Programmierung von Maschinen
- Simulation von Fertigungsverfahren
- Programmierung elektronisch gesteuerter Werkzeugmaschinen

Leistungsangebote

Beratung und Erstellen von Gutachten

- Festigkeit von Bauteilen
- Berechnung, Untersuchung, Messung
- Entwicklung neuer Konstruktionen
- Simulation von Fertigungsverfahren
- CAD-Einführung in Betriebe
- Erstellung von Schnittstellen

Fort- und Weiterbildung

- Seminare in "Maschinentechnik, Methodisches Konstruieren, CAD-Einführung, CIM-Einführung, FEM-Einführung, Baukasten-Baureihenkonstruktion, Kostenbewußtes Konstruieren, Erzeugnisstrukturen und Stücklistenwesen, Pneumatische Antriebstechnik"

Kooperation mit der Industrie

- Werkzeugmaschinenindustrie
- Verfahrenstechnische Industrie
- Schwermaschinenindustrie
- Automobilindustrie
- Maschinen- und Apparatebaufirmen allgemein

Prüfstände und Laboratorien des Instituts für Maschinenwesen

Prüfstände für Untersuchungen an Maschinenelementen

- Zahnwellen-Prüfstand zur speziellen Untersuchung verschiedener Schmierbedingungen
- Zahnwellen-Prüfstand zur Aufbringung dyn. Drehmomente, von Lastkollektiven und Axialbewegungen
- Zahnwellen-Schwingungsprüfstand zur experimentellen Ermittlung der Gestaltfestigkeit
- Umlauf-, Biege- und Torsions-Prüfstand für universelle Untersuchungen an Verbindungselementen
- Liegende hydraulische Zugprüfeinrichtung

Prüfstände zur Untersuchung verfahrenstechnischer Maschinen

- Schleuderprüfstand für schnell drehende Rotoren (Windsichter)
- Prüfstand für Feinprallmühlen

Spannungsoptisches Labor

- Dyn. spannungsoptische Bank mit Belastungseinrichtungen und elektronisch gesteuertem Einzelblitz
- Versuchsanlage zum hybriden Meßverfahren mit Spannungsoptik und Moiré (dyn. Nichtlinearitäten)
- Opt. Bank zur Trennung und Vervielfachung der Verschiebungsisotheten mittels Weißlichtzerlegung
- Modellerstellungs- und Auswertungseinrichtungen ebener und räumlicher spannungsoptischer Modelle
- Bildverarbeitungssystem zur Bildauswertung der Aufnahmen von optischen Verfahren
- Projektionspolariskop zur Auswertung von Spannungszuständen
- Polarisationsmikroskop für Textur- und Rekristallisationsuntersuchungen
- Spannungsoptische Untersuchungen im elasto-plastischen Bereich mit dem Werkstoff Silberchlorid

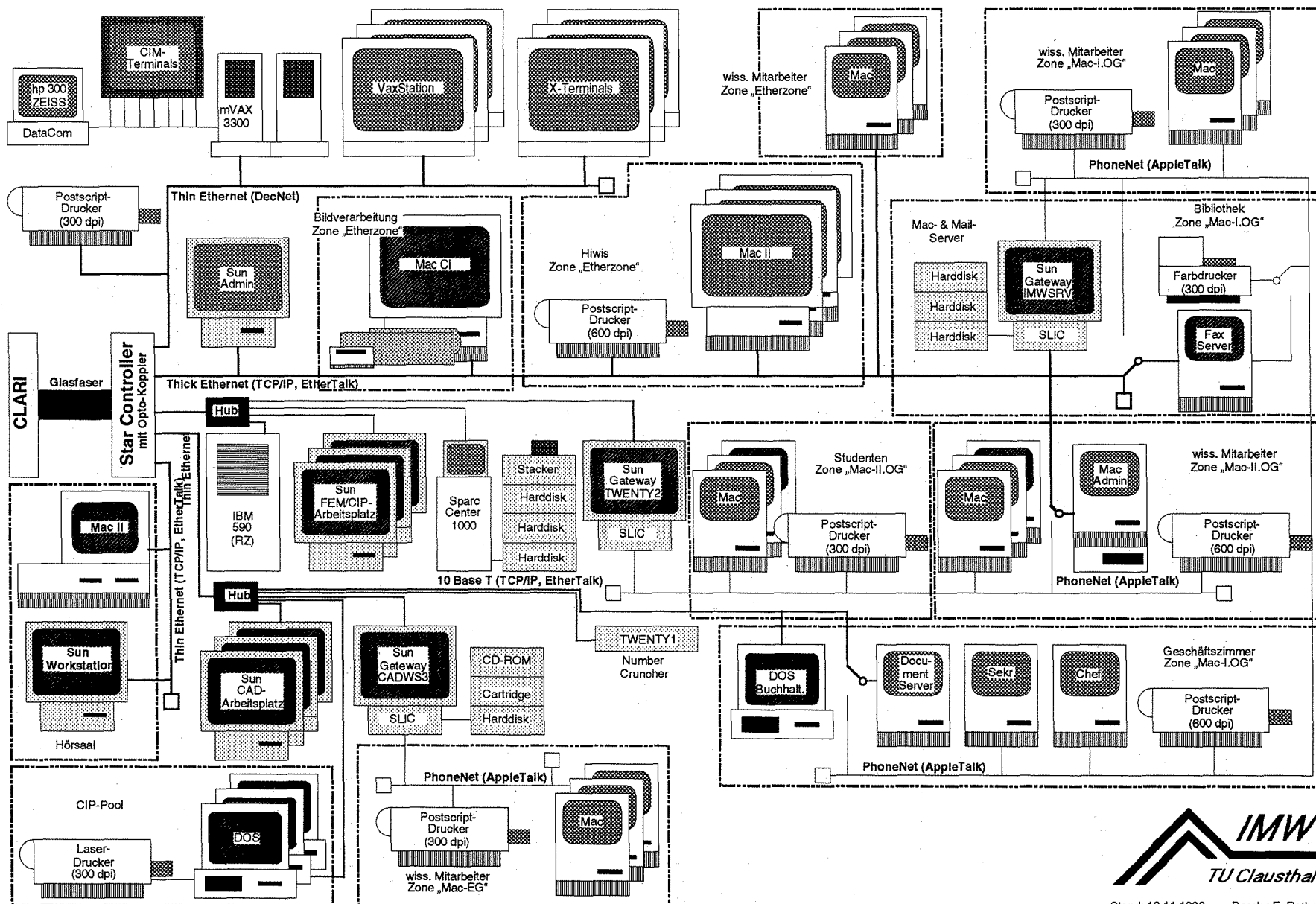
Akustisches Labor

- Schallarmer Raum
- Geräte zur Messung der Schallleistung
- FFT-Analyser zur Untersuchung des Schwingverhaltens von Maschinen und Maschinenelementen

CIM-Labor

- 4-Achsenbearbeitungszentrum
- 5-Achsenbearbeitungszentrum
- CNC-Drehmaschine mit interpolierender C-Achse
- Koordinatenmeßgerät mit NC-Rundtisch
- Werkzeugvoreinstellgerät

Netzwerkkonfiguration im Institut für Maschinenwesen



Stand: 10.11.1993 Bearb.: F. Rothe

Veröffentlichungen des IMW seit dem 1.1.1991

Veröffentlichungen 1991

Albers, J.: Dynamische Spannungsanalyse mit optischen und numerischen Verfahren unter Einsatz der digitalen Bildverarbeitung am Beispiel prallbeanspruchter Partikelmodelle. TU Clausthal 1991

Kratsch, A.: Ein Beitrag zur methodischen Konstruktion von Kreislaufreaktoren für heterogenkatalytische Gas-Feststoffumsetzungen und deren Gasumwälzeinrichtungen. TU Clausthal 1991

Gehrke, U.; Holland, M.: CAD-Daten vorhanden - und dann? VDI-Z 133 (1991), Nr. 8

Holland, M.: Das STEP-Toleranzmodell. VDI-Z 133 (1991), Nr. 10

Deppermann, G.: Konstruktive Gestaltung von Hochgeschwindigkeitsrotoren in Feinprallmühlen. Dissertation, TU Clausthal 1991

Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal. Nr. 16, November 1991, mit folgenden Artikeln:

Dietz, P.: Rechnergestützte Ingenieurtechniken und Folgerungen für die Ausbildung an der TU Clausthal

Dietz, P.: Konstruktionssystematische Betrachtungen zur Entwicklung verfahrenstechnischer Maschinen, dargestellt am Klassierprozeß

Bock, U.: Konstruktion einer Schwingmühle zur simultanen Mahlung und chem. Reaktion von Ferrosilicium

Rothe, F.: Einsatz der 3-D-Koordinatenmeßtechnik im Institut für Maschinenwesen

Deppermann, G.: Rechnergesteuerter Mühlenprüfstand

Wächter, M.: Die Lehre am Institut für Maschinenwesen

Kalliwoda, W.: Legierungsuntersuchungen am spannungsoptischen Modellwerkstoff Silberchlorid (AgCl)

Neumann, U.: Rechnergestützte Baureihenentwicklung von Kreislaufreaktoren

Kruse, P. J.: Der Datenaustausch zeichnungsrelevanter Daten. Das Drafting-Konzept in STEP

Schäfer, G.: Verschleißuntersuchungen an Zahnwellenverbindungen

Wan, G.; Albers, J.: Untersuchung viskoelastischer Probleme unter Einsatz von Spannungsoptik Moiré und digitaler Bildverarbeitung

Tan, T.: Zur Notwendigkeit der Korrektur des Toleranzsystems und Prüfverfahrens nach DIN 5480 für Zahnwellenverbindungen

Prengemann, U.: CIM als Praktikum

Jakel, R.: Konstruktion eines Hochleistungslinearroboters

Holland, M.: Das STEP Toleranzmodell

Veröffentlichungen 1992

Dietz, P.; Prengemann, U.: Neue Wege in der CIM-Ausbildung. wt Produktion und Management, Januar 1992

Beck, K., Bugow, R., Maderholz, R.: VDAPS/DIN V 66304 - Ein Konzept setzt sich durch. Computer Graphik Markt 1992.

Barth, H.-J.; Gür, M.; Jakel, R.; Kraushaar, H.; Scholz, R.: Neue strömungstechnische Untersuchungen und konstruktive Lösungen für keramische Heißgasradialventilatoren bis 1300 °C. Kolloquium 1992 des SFB 180 „Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen“. 28./29. Oktober 1992, Clausthal

Hartmann, D.; Kruse, P. J.: Rechnerunterstützte Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen. Kolloquium 1992 des SFB 180 „Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen“, Teilprojekt A2. 28./29. Oktober 1992, Clausthal

Dietz, P.; Rübbelke, L.: Konstruktion und Optimierung eines Abweiseradsichters in Verbundbauweise. Kolloquium 1992 des SFB 180 „Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen“. 28./29. Oktober 1992, Clausthal

Kalliwoða, W.: Modellierung stahlähnlicher Werkstoffeigenschaften mit den spannungsoptischen Modellwerkstoffen Silberchlorid (AgCl) und Silberchromid Ag(Br,Cl) am Beispiel überelastisch beanspruchter Zuelemente. TU Clausthal 1992

Dietz, P.; Rübbelke, L.: Neue Werkstoffe und Verbundbauweise für Hochleistungsmaschinen der Verfahrenstechnik. Werkstofftechnik, Nr. 23, 1992.

Rübbelke, L.: Postprocessing in MARC/MENTAT mit der User-Subroutine PLOTV, MARC-User-Tagung 1992 am 4./5. November 1992 in München, MARC Software Deutschland GmbH

Rübbelke, L.: Berechnung eines Hochgeschwindigkeitsrotors mit orthotropen Werkstoffbedingungen, MARC-User-Tagung 1992 am 4./5. November 1992 in München MARC Software Deutschland GmbH

Mitteilungen aus dem Institut für Maschinenwesen der Technischen Universität Clausthal. Nr. 17, November 1992, mit folgenden Artikeln:

Dietz, P.: Konstruktionssystematische Überlegungen und beanspruchungsgerechtes Gestalten von Maschinen der Verfahrenstechnik

Holland, M.; Prengemann, U.: Europäische Forschungsförderung: Verbundprojekte erfolgreich beantragen

Rothe, F.: Analytische Berechnung der Beanspruchungen in Bolzen-Lasche-Verbindungen

Neumann, U.: Baureihenkonzept für radial durchströmte Kreislaufreaktoren mit innerem Kreislauf

Rübbelke, L.: Berechnung eines Hochgeschwindigkeitsrotors mit orthotropen Werkstoffbedingungen

Jakel, R.: Monolithischer keramischer Heißgasradialventilator bis 1300 °C mit neuentwickelter reibschlüssiger Welle-Nabe-Verbindung

Bock, U.: Bestimmung des Leistungseintrags in einer Schwingmühle

Engel, K.; Haje, D.: Forschungsprojekt "Maschinenakustik" auf europäischer Ebene, EQUIP - Work Methodology for Development of Quiet Products

Gieleßen, H.: Optische Anisotropie von monokristallinem Silberchlorid unter Belastung

Kalwa, R.: Portierung einer LISP-basierten Wissensbasis zur Diagnose von Schwingungszuständen in rotierenden Maschinen

Bugow, R.: Neutrale Geometrieschnittstelle zur Bereitstellung der Repräsentationen von Normteilen und deren Produktmodellintegration

Hartmann, D.; Kruse, P. J.: Modellentwicklung für einen Referenzablauf in der Zentrifugenkonstruktion

Romann, M.: Low-Cost-Hardwareschnittstelle für den Modellmaschinenbau

Schiedeck, N.; Holland, M.: Konzept zur strat. Vertriebsplanung: Synergien in der Unternehmensgruppe Pittler

Tan, L.: Spannungen und Übertragungsverhalten der durch außermittige Bohrungen geschwächten Welle-Nabe-Verbindungen

Schäfer, G.; Wächter, M.; Wesolowski, K.: Formschlüssige Welle-Nabe-Verbindung mit Preßsitz

Betaneli, A. J.; Pchaladze, N. W.: Die Herstellung verrippter Schalen am Beispiel eines Raketentriebwerks

Veröffentlichungen 1993

Dietz, P.: Konstruktionssystematische Überlegungen und beanspruchungsgerechtes Gestalten von Maschinen der Verfahrenstechnik. Konstruktion, Heft 1, Januar 1993

Barth, H.-J.; Neumann U.: Antrieb einer Gasumwälzung für einen Druckbehälter bei 400°C. FVA-Antriebstechnik, Heft Nr. 2, Februar 1993

Dietz, P.; Kruse, P. J.; Hartmann, D.: Systematische Zentrifugenkonstruktion. Optimierung von Abläufen und Informationsflüssen. Filtern und Separieren 3/93

Bugow, R.: Das europäische Gesamtkonzept für Teilebibliotheken. CAD-CAM Report, 12 (4), 1993

Barth, H.-J.; Jakel, R.: Monolithischer keramischer Heißgasventilator bis 1300 °C mit neuentwickelter reibschlüssiger Welle-Nabe-Verbindung, VDI Berichte 1036 „Konstruieren mit Keramik“, VDI Verlag, Tagung Heidelberg 16./17. März 1993

Tan, L.: Beanspruchungen und Übertragungsfähigkeit geschwächter Welle-Nabe-Preßverbindungen im elastischen und teilplastischen Bereich. Dissertation, TU Clausthal 1993

Bugow, R.: Einbindung der CAD-Normteiledatetei in CAD-Systeme. DIN Mitteilungen, 72 (4), 206-211, 1993

Dietz, P.; Schäfer, G.; Wesolowski, K.: Zahnwellenverbindungen – Beanspruchungs- und Verschleißverhalten. Konstruktion, Heft 7/8, Juli/August 1993

Prengemann, U.: Fertigungsinformationen für die Konstruktion bereitstellen. ZwF CIM 7-8/1993

Dietz, P.; Kruse, P. J.; Hartmann, D.: Systematische Konstruktion verfahrenstechnischer Maschinen. Chemie Technik, 8/93

Barth, H.-J.; Gür, M.; Jakel, R.; Kraushaar, H.; Scholz, R.: Konstruktionsstrukturen von Umwälzaggregaten unter vornehmlich thermischer Belastung („Heißgasumwälzung“). Arbeitsbericht 1991-1992-1993 des Sonderforschungsbereiches 180, Clausthal, 1993

Gausemeier, J.; Bugow, R.; Frank, T.: CAD-Normteiledatetei-europäische und internationale Entwicklung. DIN Mitteilungen, 72 (4), 199-205, 1993

Dietz, P.; Gieleßen, H.: Stress birefringence in textured Silver Chloride. Proceedings of the tenth International Conference on Textured of Materials (ICOTOM 10), 10 / 93

Autoren

Bock, Uwe: Jahrgang 1963, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.10.1988 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Bugow, Rainer: Jahrgang 1958, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.10.1988 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Dao, Tien Hung: Jahrgang 1967, studierte Produktionstechnik an der TU Clausthal, seit 1.12.1992 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Dietz, Peter: Jahrgang 1939, studierte Maschinenbau an der TH Darmstadt, wiss. Assistent am Lehrstuhl für Maschinenelemente und Getriebe der TH Darmstadt, Promotion 1971 über die Berechnung von Seiltrommeln seit 1974 Leiter der Stabstelle Konstruktionssysteme der Pittler Maschinenfabrik AG, Langen, seit 1977 dort Leiter der Entwicklungsabteilung, seit 1.10.1980 Professor und Institutsdirektor des IMW.

Engel, Klaus: Jahrgang 1960, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.4.1991 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Gummersbach, Frank: Jahrgang 1965, studierte Maschinenbau mit den Schwerpunkten Betriebsfestigkeit, Betriebs- und Systemverhalten an der TU Clausthal, seit 1.6.1993 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Gieleßen, Harald: Jahrgang 1962, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.2.1992 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Haje, Detlef: Jahrgang 1965, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.11.1991 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Hartmann, Detlef: Jahrgang 1961, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.10.1988 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Heinen, Frank: Jahrgang 1969, studierte Produktionstechnik an der TU Clausthal, seit 1.8.1993 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Holland, Martin: Jahrgang 1961, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.10.1988 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Jakel, Roland: Jahrgang 1965, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.9.1990 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Kalwa, Ralf: Jahrgang 1962, studierte Physik; Schwerpunkt Atom-, Molekül- und Festkörperphysik - Computergestützte Methoden, an der TU Clausthal. Vom 15.5.1990 - 30.4.1991 wiss. Mitarbeiter am Institut für Theoretische Physik der TU Clausthal, gleichzeitig qualifizierte wiss. Hilfskraft am RZ der TU Clausthal mit Schwerpunkt Rechnernetzung. Seit 1.5.1991 wiss. Angestellter am IMW.

Kruse, Peter J.: Jahrgang 1962, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.11.1989 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Neumann, Uwe: Jahrgang 1963, studierte Verfahrenstechnik; Schwerpunkt Anlagenbau / Energieverfahrenstechnik an der TU Clausthal, seit 1.10.90 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Ort, Andreas: Jahrgang 1968, studierte Informatik an der Universität Fridericiana (TH) in Karlsruhe, seit Mitte April 1993 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Prengemann, Ulf: Jahrgang 1962, studierte Fertigungstechnik / Maschinenbau an der TU Dresden und war von 1987 bis 1988 Konstruktionsingenieur bei einem Baumaschinenhersteller in Berlin. Seit 1.10.1988 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Rothe, Frank: Jahrgang 1961, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal. Seit 1.3.1989 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Rübbelke, Ludger: Jahrgang 1963, studierte Maschinenbau, Studienrichtung Konstruktionstechnik / Mechanik an der Uni - GH - Paderborn. Seit 1.3.1989 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Schäfer, Günter: Jahrgang 1963, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.11.89 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Schiedeck, Norbert M. G.: Jahrgang 1965, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.7.1992 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Schmidt, Axel: Jahrgang 1963, studierte Maschinenbau mit den Schwerpunkten Mechanik und Informationstechnik an der TU Clausthal. Vom 1.8.1992 bis 31.1.1993 freiberuflicher Dipl.-Ing. Seit 1.2.1993 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Schmitt, Reinhard: Jahrgang 1967, studierte allg. Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.9.1993 wiss. Mitarbeiter am IMW.

Tan, Li: Jahrgang 1952, studierte allg. Maschinenbau an der TH Nanjing, China, seit 01.09.1984 Assistent an der TH Nanjing, seit 01.04.1988 wiss. Angestellter am IMW. Promotion im Juni 1993 über die Beanspruchung geschwächter Welle-Nabe-Preßverbindungen

Wesolowski, Klemens: Jahrgang 1963, studierte allgemeinen Maschinenbau an der TU Clausthal, seit 1.1.1991 wiss. Mitarbeiter am IMW.